



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**PĚTIVÁLCOVÝ VZNĚTOVÝ MOTOR PRO UŽITKOVÁ  
VOZIDLA**

FIVE-CYLINDER DIESEL ENGINE FOR COMMERCIAL VEHICLES

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Bc. Marek Švarc**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.**

**BRNO 2017**

## Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Bc. Marek Švarc**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství  
Vedoucí práce: **prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.**  
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

### **Pětiválcový vznětový motor pro užitková vozidla**

#### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Navrhnout hnací ústrojí pětiválcového vznětového motoru pro užitková vozidla jako člena unifikované řady motorů.

#### **Cíle diplomové práce:**

Pro zadané základní parametry klikového mechanismu a válcové jednotky

- navrhnout konfiguraci klikového hřídele
- navrhnout možné varianty vyvážení setrvačných sil a momentů v klikovém mechanismu
- pro zvolené uspořádání klikového mechanismu zpracovat výkresovou dokumentaci jeho hlavních komponent
- provést pevnostní kontrolu klikového hřídele s uvážením torzních kmitů

#### **Seznam literatury:**

STONE, Richard. Introduction to internal combustion engines. 3rd edition. Warrendale, Pa.: Society of Automotive Engineers, 1999. 641 s. ISBN 0768004950.

HEISLER, Heinz. Advanced engine technology. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1995. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

KÖEHLER, Eduard. Verbrennungsmotoren: Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors. 3. verb. Aufl. Braunschweig [u.a.]: Vieweg, 2002. 548 s. ISBN 3-528-23108-4.

HAFNER, Karl Ernst a MAASS, Harald. Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschinen. Wien, New York: Springer Verlag, 1995. 424 s. ISBN 978-3-7091-7468-5.

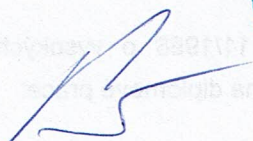


SKOTSKY, Alexander A. Automotive engines: control, estimation, statistical detection. Berlin: Springer Verlag, 2009. 215 s. ISBN 978-3-642-00163-5.

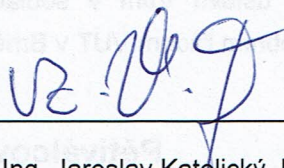
JAN, Zdeněk a ŽDÁNSKÝ, Bronislav. Automobily (3): Motory. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. 179 s. ISBN 978-80-87143-15-5

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17.

V Brně, dne 28. 9. 2016



prof. Ing. Václav Píšťek, DrSc.  
ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce je návrh konfigurace a způsobu vyvážení klikového mechanismu se zadanými parametry. Pro konkrétní konfiguraci je zpracován výkres klikového hřídele a provedena pevnostní kontrola v MKP softwaru Ansys s uvažováním torzních kmitů klikového hřídele. V závěru práce je proveden ideový návrh tlumiče torzních kmitů a ověřen jeho vliv na namáhání klikového hřídele v MKP softwaru Ansys.

## KLÍČOVÁ SLOVA

klikový mechanismus, klikový hřídel, hnací ústrojí, vyvažování, motor, Ansys, MKP, torzní kmity, tlumič torzních kmitů, torzní tlumič

## ABSTRACT

The aim of this diploma thesis is the design of the configuration and the method of balancing the crank mechanism with the specified parameters. For a particular configuration, a crankshaft drawing is processed and a strength analysis, considering the crankshaft torsional vibrations is performed in Ansys FEM software. At the end of the thesis, an ideological design of the torsional vibration damper and its effect on the crankshaft stress in the Ansys FEM software is performed.

## KEYWORDS

crank mechanism, crankshaft, powertrain, balancing, engine, Ansys, FEM, torsional vibrations, torsional vibrations damper, torsional damper

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠVARC, M. *Pětiválcový vznětový motor pro užitková vozidla*. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 101 s. Vedoucí diplomové práce prof. Václav Píštěk.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením prof. Ing. Václava Píštěka, DrSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. května 2017

.....

Jméno a přímení

## PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu práce prof. Ing. Václavu Pištěkovi, DrSc. za odborné vedení diplomové práce, cenné rady a vstřícnost při všech konzultacích. Děkuji rodině za neocenitelnou podporu, bez které by mé studium nebylo možné.

## OBSAH

Úvod .....	10
1 Klikový mechanismus .....	11
1.1 Klikový hřídel .....	12
1.2 Parametry klikového mechanismu .....	18
2 Silové působení na klikový mechanismus .....	19
2.1 Síly tlaku plynů .....	19
2.2 Setrvačné síly v klikovém mechanismu .....	20
2.3 Výsledné síly a momenty v klikovém mechanismu .....	23
3 Vyvažování klikového mechanismu .....	26
3.1 Volba pořadí zážehů .....	27
3.2 Vyvážení setrvačných sil rotujících částí .....	28
3.3 Vyvážení setrvačných sil posuvných částí I. řádu .....	29
3.4 Vyvážení setrvačných sil posuvných částí II. řádu .....	30
3.5 Vyvážení momentů setrvačných sil rotujících částí .....	30
3.6 Vyvážení I. řádu momentů setrvačných sil posuvných částí .....	33
3.7 Vyvážení II. řádu momentů setrvačných sil posuvných částí .....	37
4 Návrh klikového hřídele .....	39
4.1 Materiál hřídele a technologie výroby .....	39
4.2 Způsob vyvážení momentů setrvačných sil rotujících částí .....	40
4.3 Způsob vyvážení I. řádu momentů setrvačných sil posuvných částí .....	42
4.4 Vybrané konstrukční prvky klikového hřídele a příslušenství .....	44
5 Modální analýza .....	48
5.1 Výpočet v softwaru s využitím MKP .....	48
6 Torzní kmitání klikového hřídele .....	52
6.1 Druhy kmitání klikového hřídele .....	52
6.2 Náhradní torzní soustava .....	53
6.3 Vlastní torzní kmitání klikového hřídele .....	58
6.4 Vynucené torzní kmitání .....	62
7 Výpočet únavové pevnosti s využitím MKP .....	69
7.1 Výpočtová síť .....	69
7.2 Výpočtový přístup .....	70
7.3 Okrajové podmínky a definice modelu MKP .....	70
7.4 Konfigurace výpočtu .....	72
7.5 Výsledky simulace .....	73
8 Návrh tlumiče torzních kmitů .....	76



8.1	Viskózní tlumič torzních kmitů .....	76
9	Torzní kmitání klikového hřídele s tlumičem.....	79
9.1	Vlastní torzní kmitání klikového hřídele s tlumičem.....	79
9.2	Vynucené torzní kmitání klikového hřídele s tlumičem .....	81
9.3	Vydatnost rezonancí soustavy s tlumičem.....	82
9.4	Torzní výchylky v rezonanci s tlumičem.....	82
9.5	Výpočet torzního momentu s tlumičem.....	84
10	Výpočet únavové pevnosti pomocí MKP s použitím torzního tlumiče.....	86
10.1	Výsledky simulace s torzním tlumičem .....	86
10.2	Kontrola únavové pevnosti hřídele s torzním tlumičem .....	88
	Závěr.....	92
11	Použité informační zdroje.....	93
	Seznam použitých zkratk a symbolů .....	95
	Seznam příloh .....	101

## ÚVOD

Neustálé zvyšování efektivity strojího průmyslu zasahuje i do odvětví automobilního. Hlavními důsledky pak jsou požadavky na spolehlivost výrobků při nízké výrobní ceně a flexibilitě vývoje. Z těchto důvodů je v průmyslu hojně využíváno výpočetní techniky, ať pouze v návrhu, výrobě, či správě celého životního cyklu výrobku.

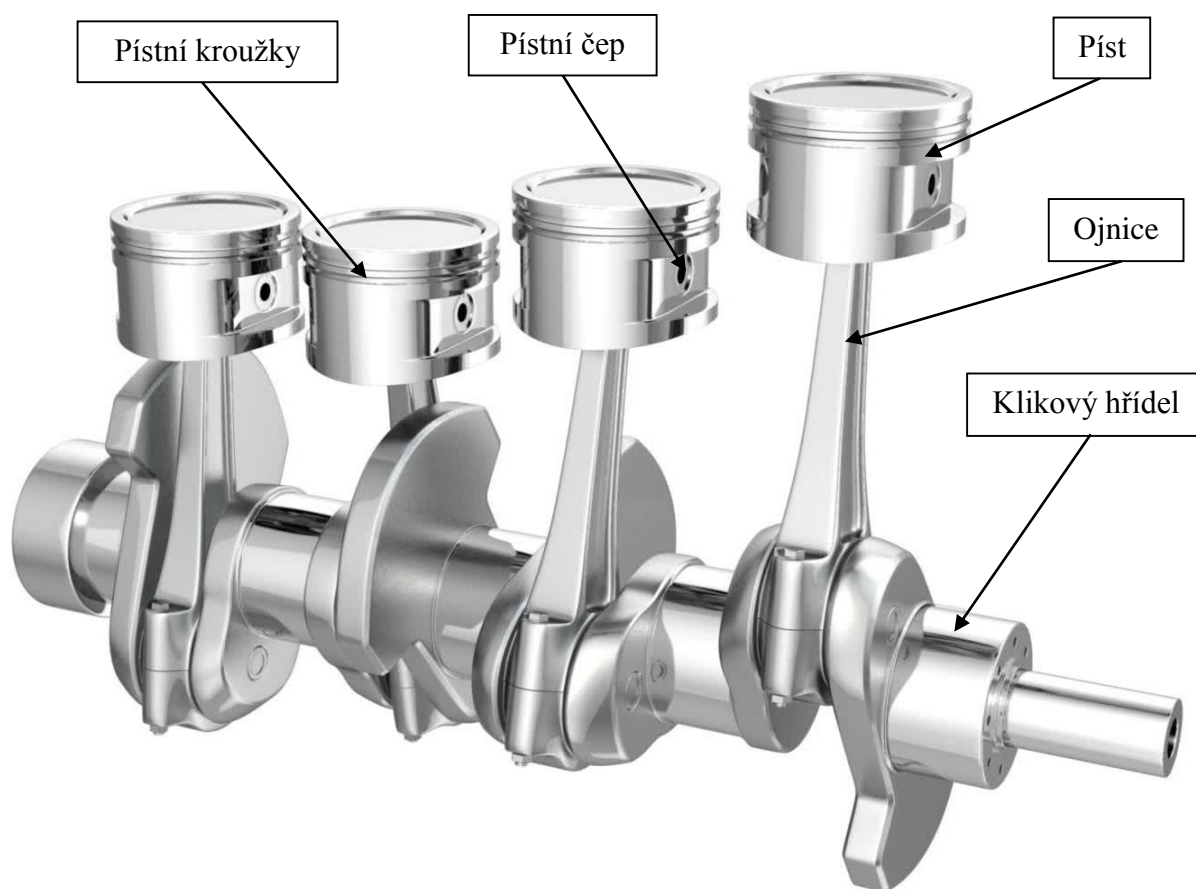
V oblasti návrhu klikových hřídelů lze spolehlivost výrobku a náklady na výrobu prototypů s následným testováním pozitivně ovlivnit např. vhodným návrhem vyvážení klikového mechanismu. Vhodné vyvážení klikového mechanismu pozitivně ovlivňuje úroveň provozního opotřebení hlavních ložisek klikového hřídele, prvků uložení motoru, apod. Dalším důležitým faktorem při návrhu jsou tzv. torzní kmity. Mohou způsobit únavové lomy, je tedy nutné s nimi počítat již při návrhu. Počítačovou simulací namáhání na bázi metody konečných prvků lze zahrnout vlivy kmitání a z výsledků učinit nutná opatření, přičemž jsou ušetřeny náklady na jinak nutnou výrobu prototypů a jejich následné testování.

Tato práce se zabývá návrhem konfigurace klikového hřídele pětiválcového vznětového motoru v CAD softwaru, vyvážení příslušného klikového mechanismu a výše uvedenou simulací v softwaru na bázi MKP.

# 1 KLIKOVÝ MECHANISMUS

Klikový mechanismus je hlavním funkčním soustrojím pístového spalovacího motoru a jeho primární funkcí je účinný převod tepelné energie hoření paliva na mechanickou energii ve formě rotačního pohybu. V současných, a v drtivé většině i v dřívějších motorech, je užit tzv. **zkrácený klikový mechanismus**. Ten je složen ze základních součástí:

- klikový hřídel
- píst
- pístní kroužky
- pístní čep
- ojnice.

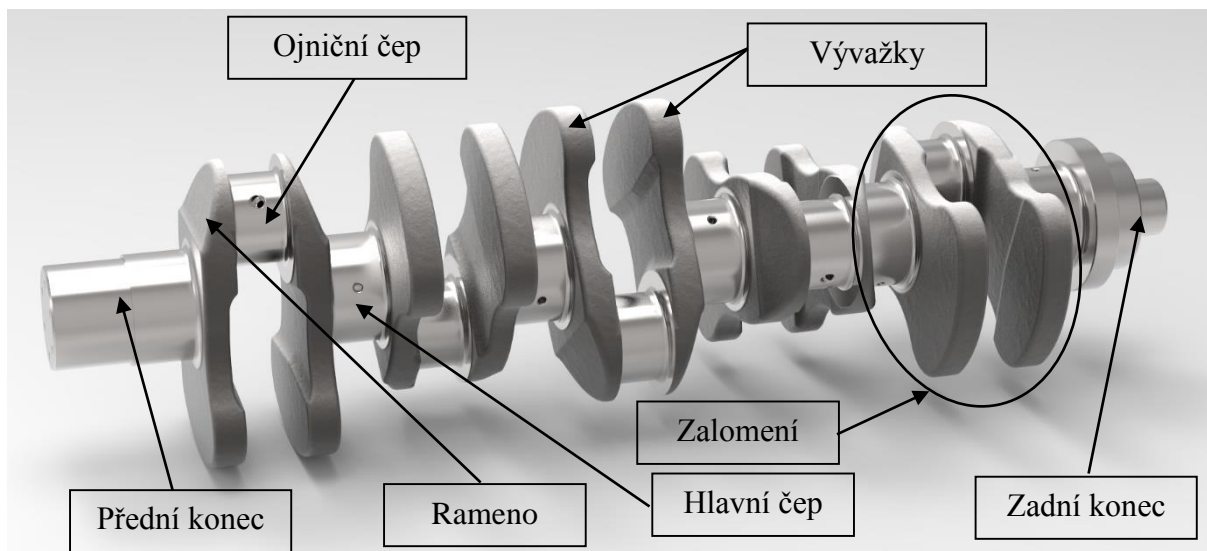


Obrázek 1 Ukázka klikového mechanismu čtyřválcového čtyřdobého motoru. [15]

Při hoření paliva, jenž probíhá nad **pístem**, dochází k prudkému nárůstu tlaku a teploty. Působením tlaku je **píst** posouván směrem ke klikovému hřídeli, přímočarý pohyb pístu je přes ojnici (rotačně uložena na klikovém hřídeli a v pístu pomocí **pístního čepu**) převeden na rotační pohyb **klikového hřídele**. Píst je opatřen **pístními kroužky**, které zamezují úniku (a tím ztrátě části výkonu motoru) tlaku spalování pod píst, a zároveň omezují vnik mazacího oleje do spalovacího prostoru.

## 1.1 KLIKOVÝ HŘÍDEL

Klikový hřídel lze označit za hlavní část klikového mechanismu. Části klik. hřídele jsou popsány v následujícím obrázku:



Obrázek 2 Klikový hřídel naftového motoru.

Klikový hřídel je v bloku motoru uložen rotačně v kluzných ložiscích na **hlavních čepích**. Na **ojnicích čepích** jsou uloženy ojnice přenášející posuvný pohyb na klikový hřídel. Ojnicí čepy jsou vzhledem k hlavním čepům vyoseny o tzv. poloměr kliky, hlavní a ojnicí čepy jsou spojeny **ramenem** klikového hřídele. Pro potřeby vyvážení setrvačných sil klikového mechanismu jsou na ramenech klik. hřídele umístěny **vývažky** (protizávaží). **Přední konec** je zpravidla osazen převodovými koly (1 či více řemenic nebo řetězových kol) pro pohon příslušenství motoru, a **zadní konec** slouží především k připevnění setrvačníku (dle varianty i převodových kol pro pohon dalšího příslušenství).

### 1.1.1 TECHNOLOGIE VÝROBY A MATERIÁLY KLIKOVÝCH HŘÍDELŮ

Z hlediska výroby lze klikové hřídele rozdělit do 3 tradičních skupin:

- kované hřídele
- odlévané hřídele
- dělené hřídele

#### KOVANÉ HŘÍDELE

Přesněji, vyráběny zápusťkovým kováním, jsou osazeny v motorech s vyšším zatížením, např. naftové lodní motory, motory nákladních vozů. Výhodou kování obecně je ztuhnutí (zvýšení hustoty) materiálu vlivem deformace při kování, a vznik strukturních vláken, jejichž průběh lze užitím vhodné technologie kování (např. fiber-flow forging, viz [1]) měnit, a tohoto užít ke zvýšení únavové pevnosti [2], [1].

Nejvíce zatížené části klik. hřídele (ojniční, hlavní čepy a zaoblení v přechodech do ramen) jsou povrchově kaleny, což v těchto místech zvyšuje únavovou pevnost. Toto tepelné zpracování je užíváno cca. od roku 1950, nejprve kalení plamenem, poté (i dnes) indukční kalení do hloubky až 5 mm, na tvrdost 50 – 60 HRC. [2], [3]



*Obrázek 3 Surový výkovek a opracovaný klikový hřídel. [16]*

Nejčastějšími materiály kovaných klik. hřídelů jsou nízko a středně legované oceli, (třídy 15 a 16 dle ČSN) zušlechtěny a povrchově kaleny. Lze použít i oceli třídy 12, zušlechtěny, pro nízká zatížení bez dalšího tepelného zpracování, jinak dále povrchově kaleny nebo nitridovány. Při nitridaci nevznikají mikrotrhliny, jakož k tomu může dojít v případě povrchového kalení, obecně se nitridují spíše legované oceli s určitým nutným obsahem prvků Cr, V, Al. Moderní mikrolegované oceli (např. 38MnS6) dosahují dostatečných mechanických vlastností při příznivé ceně díky nízkému obsahu legujících prvků. [4], [5]

*Tabulka 1 Některé oceli kovaných klikových hřídelů. [4], [5]*

Označení	Popis
12050	uhlíková ocel k zušlechtování a povrchovému kalení
15131	legovaná ocel Cr-Mo k zušlechtování
15142 (42CrMo4)	legovaná ocel Cr-Mo k zušlechtování a povrchovému kalení
16720	Legovaná ocel Cr-Ni-W k zušlechtování
38MnS6	mikrolegovaná ocel ke kování



## ODLÉVANÉ HŘÍDELE

Obecně lze říci, že materiály k odlévání (litina, ocelolitina) mají nižší pevnost a tím je nižší i únavová pevnost odlévané součásti, nežli v případě kovaných ocelí. Z tohoto vyplývá, že lité klikové hřídele jsou osazeny u menších a méně zatížených motorů. V posledních letech ale došlo k výraznému zdokonalení litin, a ty se v některých aplikacích mohou svými mechanickými vlastnostmi rovnat kovaným ocelím (např. Sibodur, viz [6]). Výhodou litých hřídelů oproti kovaným je především výrazně nižší výrobní cena (kovové formy k zápusťkovému kování jsou velmi drahé) a možnost vytvrzení rádiusů válcováním, a tím podstatného zvýšení únavové pevnosti. Hřídele z běžných litin mají kvůli nižší pevnosti větší průměry hlavních i ojnicních čepů a tím i vyšší ohybovou tuhost. Litina má také dobré schopnosti tlumit přenášené vibrace, nicméně, v motorech s vysokým točivým momentem v nízkých otáčkách převažují hřídele kované, a to díky vyššímu modulu pružnosti oceli vůči litině (210 GPa vs. 180 GPa), což způsobuje vyšší torzní tuhost oceli a nižší produkci hluku [3], [6], [5].



Obrázek 4 Opracovaný odlitý klikový hřídel [16]

Nejčastěji použitým materiálem pro odlévání klik. hřídelů jsou tvárné litiny – litiny s kuličkovým grafitem (LKG), v menším také oceli na odlitky. V posledních letech je používána bainitická tvárná litina (ADI – Austempered Ductile Iron). Jde o speciálně tepelně zpracovanou tvárnou litinu, která dosahuje vysoké houževnatosti, tvrdosti i pevnosti v tahu ( $R_m$  až 1 500 MPa) [7], [5].

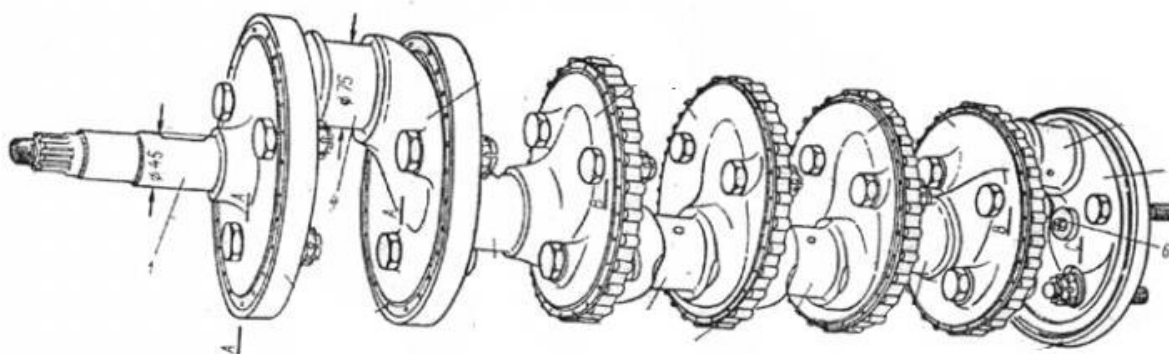
Tabulka 2 Některé litiny k odlévání klikových hřídelů [5], [7]

Označení	Popis	Mez pevnosti v tahu $R_m$ (MPa)
GJS-600-3	feriticko-perlitická tvárná litina	600
GJS-700-2	peritická tvárná litina	700
GJS-800-2	peritická tvárná litina	800
EN-GJS-1000-5	bainitická tvárná litina	1 000

## DĚLENÉ HŘÍDELE

Klikové hřídele skládané z více částí jsou typické především pro motocyklové motory a motory malé mechanizace. V oblasti čtyřdobých vozidlových motorů je tato technologie využívána zřídka, např. firmou Tatra ve vlastních naftových motorech. Ojniční čep a rameno tvoří odlitek, tyto odlitky jsou dle počtu válců motoru spojeny šroubovými spoji, konce hřídele jsou vykovány. Ramena jsou kruhová a slouží pro uložení vnitřních kroužků valivých ložisek. Tato ložiska jsou uložena v tzv. tunelové klikové skříni. Klikový hřídel tedy není uložen na hlavních čepích, nýbrž na ramenech. Toto spolu s děleným hřídelem přináší výhody:

- značná tuhost klikové skříně,
- motor o jiném počtu válců pouhou změnou skříně a přidáním zalomení na hřídel,
- kompaktnost díky absenci hlavních čepů [3].



Obrázek 5 Dělený klikový hřídel naftového motoru Tatra [3]

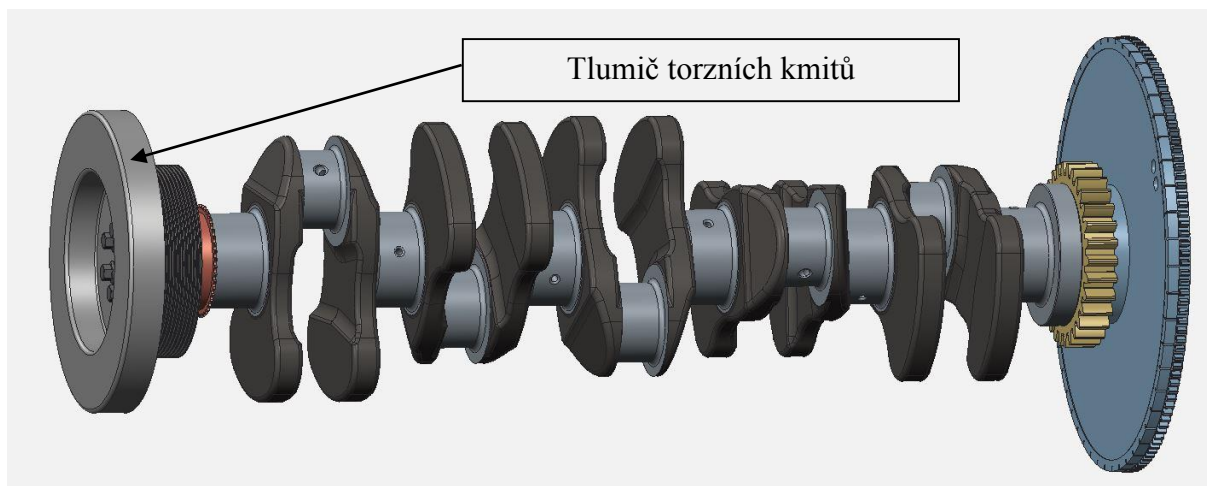
### 1.1.2 TLUMIČE TORZNÍCH KMITŮ

Spalováním paliva vzniká ve spalovacím prostoru tlak. Tento tlak má během cyklu motoru daný průběh a opakuje při každém dalším cyklu. Tlak a tím i zatížení klikového mechanismu je tedy periodicky proměnné, což způsobuje významné torzní rozkmitání klikového hřídele při chodu motoru. Zkroucení hřídele v jednom směru (amplituda torzních kmitů) může dosahovat až  $2^\circ$ . Torzní kmity způsobují zkroucení hřídele (torzní napětí – namáhání hřídele) a v extrémním případě mohou způsobit lom hřídele, je tedy nutné je omezit. To lze provést tzv. tlumičem torzních kmitů připevněným nejčastěji k řemenici, či přímo k přednímu konci hřídele. Výrazné torzní kmity vznikají zejména u motorů s vysokým spalovacím tlakem a poměrně nižší tuhostí, což odpovídá především víceválcovým naftovým motorům [3], [4].

Existují různé konstrukční varianty, princip je však stejný: odebrat část kinetické energie torzních kmitů hřídele a upotřebit ji ke tření na funkčních částech tlumiče. Tímto klesne torzní namáhání hřídele a zkroucení [3].

Rozlišujeme 3 základní typy tlumičů [3]:

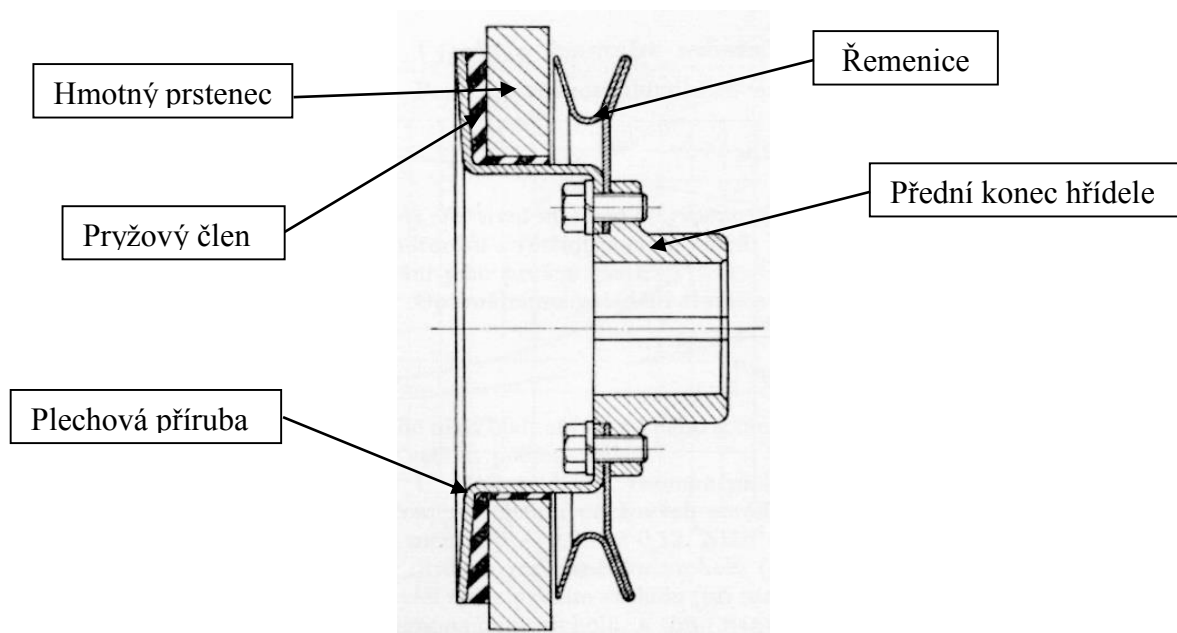
- pryžové tlumiče,
- tlumiče se suchým třením,
- viskózní tlumiče.



Obrázek 6 Upevnění torzního tlumiče k řemenici na předním konci klikového hřídele

### PRYŽOVÉ TLUMIČE

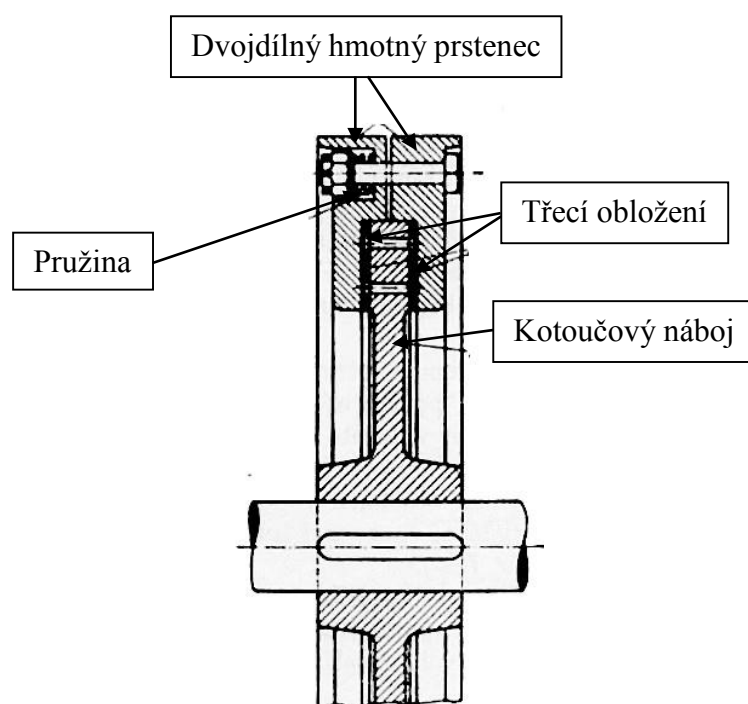
Základem je výrazně **hmotný ocelový prstenec**, který je spojen navulkanizovanou **vrstvou pryže** s lehkou přírubou (nejčastěji ve formě plechového výlisku). Příruba je spojena šroubovým spojem s **řemenicí** a vhodně vystředěna (kolíky, středění na průměr příruby). Tloušťka pryžového členu může být rostoucí (lineárně) se vzdáleností od osy rotace, což zajistí stejné namáhání pryže v každém průřezu. Po spuštění motoru se uplatní vysoký moment setrvačnosti hmotného prstence, ten má i při krucování hřídele torzními kmity tendenci setrvat v pohybu a dochází tedy k deformaci pryže. Deformační energie pryže způsobena vnitřním třením je poté rovna části energie oderané torzními kmitům. Pryž se při funkci zahřívá, což je nutno zohledit při návrhu tlumiče [4].



Obrázek 7 Řez pryžovým tlumičem [4]

### TLUMIČE SE SUCHÝM TŘENÍM

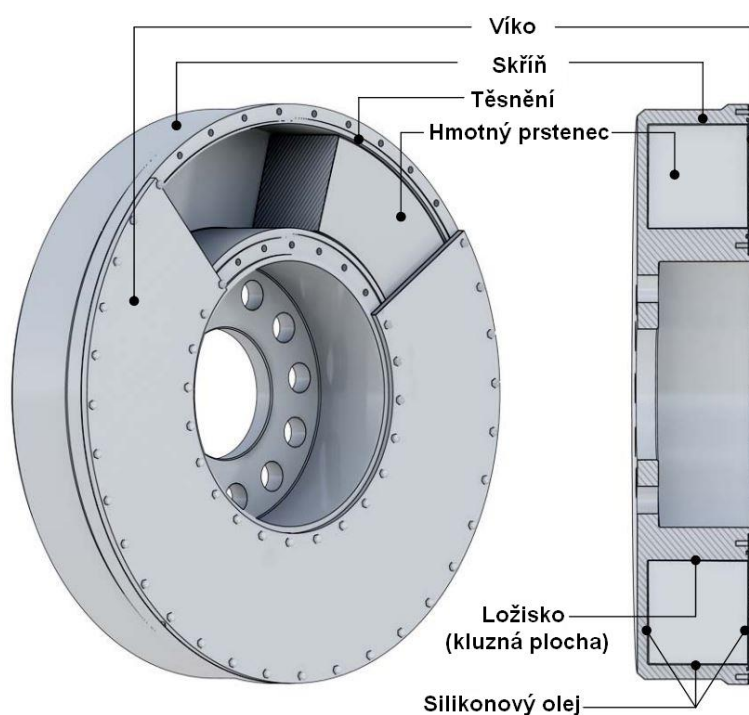
Jsou svojí funkcí analogické k mechanickým třecím spojkám. Hlavní částí je opět hmotný prstenec, v tomto případě dvojdílný. Oba díly jsou nasazeny na kotoučový náboj a spojeny šroubovým spojem. Přitom jsou oba díly hmotného prstence přitlačovány pružinou na čelní plochy kotoučového náboje, které jsou osazeny třecím obložením (např. ferrodem). Při malém torzním kmitání zůstává prstenec v kontaktu s nábojem, pokud kmitání vzroste nad danou mez, prstenec se odpoutá a třením v obložení je mařena část energie kmitů. Okamžik odpoutání odpovídá třecímu momentu, který je nutno vypočítat tak, aby odpoutání proběhlo před rezonancí významné harmonické budící složky. Tlumič lze ladit volbou momentu setrvačnosti prstence, přitlakem pružin a volbou frikčního obložení (různý součinitele tření) [4].



Obrázek 8 Řez tlumičem se suchým třením [4]

### VISKÓZNÍ TLUMIČE

V těchto tlumičích je energie kmitů mařena třením v tenké vrstvě viskózního oleje. Skříň tlumiče je připevněna šroubovým spojem k řemenici nebo přednímu konci hřídeli a vystředěna. Do skříně je umístěno polymerové ložisko nebo vhodnou úpravou vytvořena kluzná plocha. Na toto ložisko/plochu je uložen hmotný prstenec, prostor je utěsněn a uzavřen víkem. Napouštěcími otvory je prostor mezi skříní, víkem a prstencem vyplněn silikonovým olejem. Tyto prostory jsou pouze úzké štěrby v řádu desetin milimetru. Použitý olej má danou viskozitu – její změnou a změnou momentu setrvačnosti prstence lze tlumič ladit. Pro úsporu výrobních nákladů i hmotnosti se víko a skříň často vyrábějí jako plechové výlisky, které se svaří laserem [4].



Obrázek 9 Silikonový tlumič fy Geislinger [17]

## 1.2 PARAMETRY KLIKOVÉHO MECHANISMU

Byly navrženy vedoucím práce se zohledněním požadavku na typizovanou řadu naftových motorů pro užitková vozidla.

Tabulka 3 Parametry řešeného klikového mechanismu

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
Počet válců	$i_v$	5	-
Vrtání válce	$D$	130	mm
Zdvih pístu	$z$	149	mm
Poloměr kliky	$r$	74,5	mm
Délka ojnice	$l_{oj}$	270	mm
Jmenovité otáčky	$n_n$	2 200	$\text{min}^{-1}$
Průměr hlavního čepu	$D_h$	99	mm
Průměr ojnicního čepu	$D_o$	86	mm
Rozteč válců	$a$	168	mm
Hmotnost posuvných částí	$m_p$	5,72	kg
Hmotnost rotujících částí ojnice	$m_2$	3,09	kg



## 2 SILOVÉ PŮSOBENÍ NA KLIKOVÝ MECHANISMUS

Klikový mechanismus spalovacího motoru je zatěžován primárně silami od tlaku plynů během spalování (tzv. vnitřní síly), sekundárně pak setrvačnými silami pohybujících se částí klikového mechanismu (tzv. vnější síly). Tyto síly mají periodický průběh  $f(t)$ . Počet otáček motoru má vliv pouze na velikost sil, tvar průběhů zůstává stejný. Řešení silového působení bude tedy probíhat při stálých jmenovitých otáčkách motoru. Při  $n = konst.$  je úhel natočení klik. hřídele přímo úměrný času, ve výpočtech tedy lze nahradit závislost  $f(t)$  závislostí  $f(\alpha)$ , což vede ke zjednodušení vztahů [8].

Kromě sil výše uvedených působí na klikový mechanismus také síly třecí, síly torzního, ohybového a prostorového kmitání, a síly způsobené užitečným odporem vozidla. Tyto síly však v silovém rozboru v této kapitole nemají podstatný význam [8].

### 2.1 SÍLY TLAKU PLYNŮ

Tlak expandujících plynů spalovacím prostorem působí na stěny válce, dno pístu a hlavu válce. Na dno pístu je tlakem vyvolána síla  $P_p$ , na hlavu válce působí síla  $P'_p$  o stejné velikosti s opačnou orientací a obě síly působí v ose válce. Síla  $P_p$  zatěžuje klikový mechanismus a je zdrojem výkonu motoru, síla  $P'_p$  namáhá hlavu válce a šroubové spoje, kterými je hlava připevněna k bloku motoru [8].

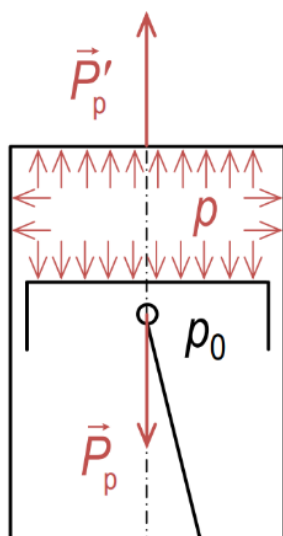
Síla tlaku plynů je definována vztahem [8]:

$$P_p = -P'_p = \frac{\pi D^2}{4} (p_i - p_0), \quad (1)$$

kde:  $D$  je vrtání válce,

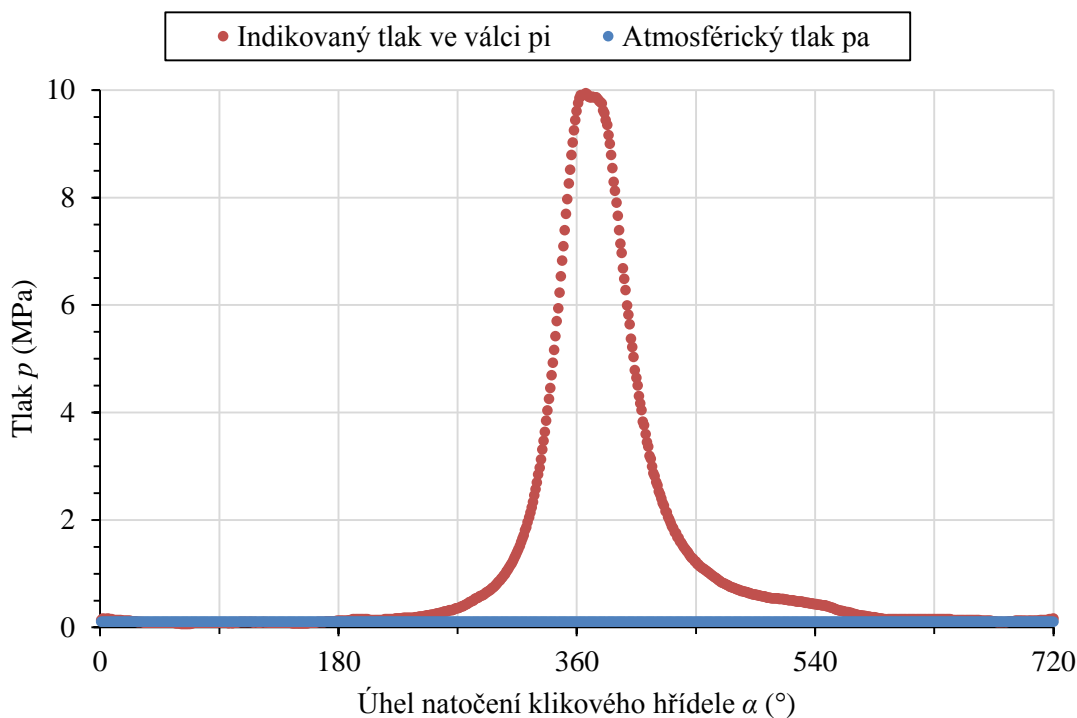
$p_i$  je indikovaný tlak ve válci,

$p_0$  je tlak v klikové skříni = tlak atmosférický.



Obrázek 10 Tlak a síly tlaku plynů ve válci [9]

Hodnoty veličin v rovnici (1) jsou konstantní, vyjma indikovaného tlaku  $p$ , proměnného s natočením klik. hřídele. Průběh síly tlaku plynů tedy dostává stejný tvar jako průběh tlaku na obrázku níže.



Obrázek 11 Průběh indikovaného tlaku ve spalovacím prostoru

## 2.2 SETRVAČNÉ SÍLY V KLIKOVÉM MECHANISMU

Jsou způsobeny přímočarým vratným pohybem pístní skupiny, rotačním pohybem klikového hřídele a obecným rovinným pohybem ojnice. Určení setrvačných sil ojnice při obecném rovinném pohybu by bylo značně náročné, ojnice je tedy nahrazena jednodušší hmotnou soustavou. Hmotnost ojnice je redukována do dvou hmotných bodů, bodu  $m_1$  ve středu oka ojnice, který koná přímočarý vratný pohyb, a bodu  $m_2$  ve středu hlavy ojnice, který vykonává pohyb rotační. Redukovaná soustava ojnice musí splňovat tyto podmínky:

- součet hmotností hmotných bodů = hmotnost původní ojnice,
- poloha těžiště redukované a původní ojnice je totožná,
- moment setrvačnosti redukované a původní ojnice k těžišti je totožný [8].

### 2.2.1 SETRVAČNÉ SÍLY POSUVNÝCH ČÁSTÍ

Vznikají vlivem hmotnosti pístní skupiny (píst, pístní čep a pístní kroužky) a hmotnosti posuvné části ojnice. Tyto síly se ve své plné velikosti přenáší na uložení motoru a namáhají jej také momentem. Výsledná síla odpovídá vztahu [8]:

$$F_s = -(m_{psk} + m_1)a_p, \quad (2)$$

kde:  $m_{psk}$  je hmotnost pístní skupiny,

$m_1$  je hmotnost posuvné části ojnice,

$a_p$  je zrychlení pístu.

Tvar průběhu zrychlení pístu  $a_p(\alpha)$  je kromě úhlové rychlosti závislý na geometrii a změnou délky ojnice a poloměru kliky jej lze ovlivnit. Pro usnadnění výpočtů je zrychlení vyjádřeno s použitím binomické věty a jsou uvažovány pouze první 2 členy nekonečné řady, které jsou významné a toto odpovídá rovnici [8]:

$$a_p = r \omega^2 (\cos(\alpha) + \lambda \cos(2\alpha)), \quad (3)$$

kde:  $r$  je poloměr kliky,

$\omega$  je úhlová rychlost klikového hřídele,

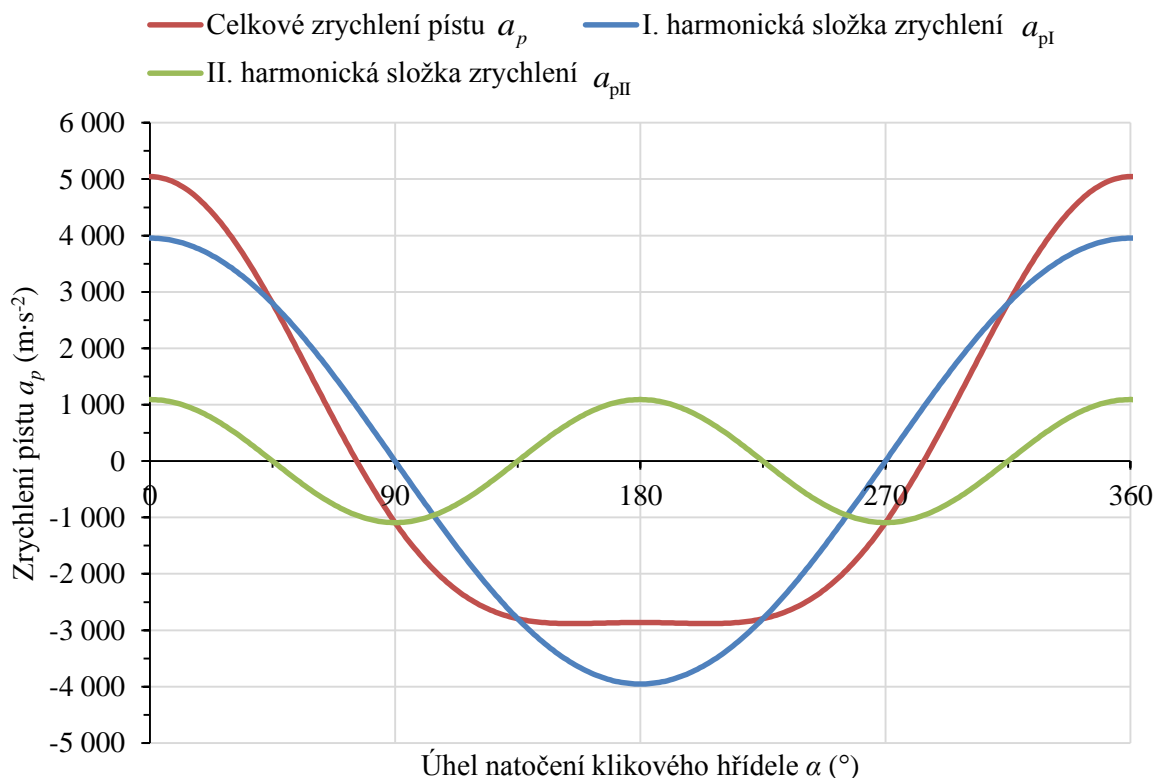
$\alpha$  je úhel natočení klikového hřídele,

$\lambda$  je klikový poměr, jehož hodnota se u soudobých motorů pohybuje v rozmezí 0,25 až 0,35; ovlivňuje rozložení sil v klikovém mechanismu a je definován vztahem [8]:

$$\lambda = \frac{r}{l_{oj}}, \quad (4)$$

kde:  $l_{oj}$  je délka ojnice.

Tvar průběhu setrvačné síly posuvných částí tedy odpovídá průběhu zrychlení.



Obrázek 12 Průběh zrychlení pístu a jeho harmonických složek

Násobením  $r \cdot \omega^2$  prvním, následně druhým členem v závorce vztahu pro zrychlení dostaneme **I., resp. II. harmonická složku zrychlení**, které lze také nazvat **zrychlení I. a II. řádu** a jsou definovány následujícími vztahy [9]:

$$a_I = r \omega^2 \cos(\alpha), \quad (5)$$

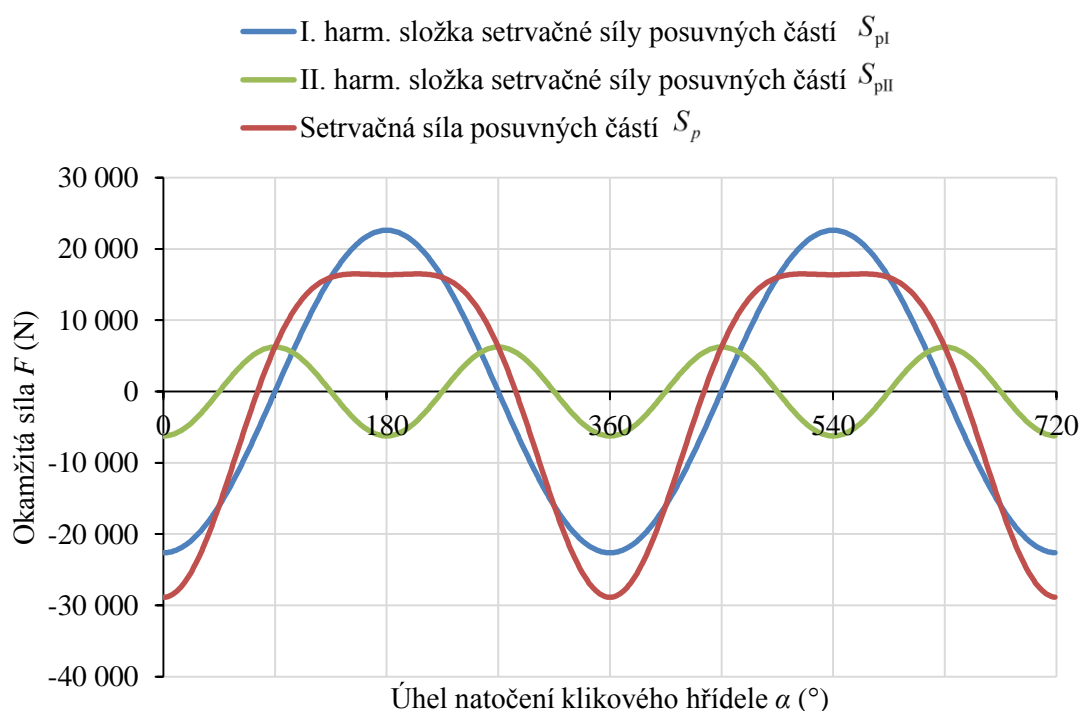
$$a_{II} = r \omega^2 \lambda \cos(2\alpha). \quad (6)$$

Jelikož je setrvačná síla posuvných částí závislá na zrychlení, analogicky dostáváme **setrvačné síly posuvných částí I. a II. řádu**. S použitím vztahů (2) a (3) pak konkrétně [9]:

$$F_{sI} = -(m_{psk} + m_1) r \omega^2 \cos(\alpha), \quad (7)$$

$$F_{sII} = -(m_{psk} + m_1) r \omega^2 \lambda \cos(2\alpha). \quad (8)$$

Harmonické složky sil jsou dále využity při rozboru a vyvažování momentů od těchto sil, kde analogicky uvažujeme momenty I. a II. řádu. Tyto momenty (stejně jako zrychlení a následně síly) však nejsou nezávislé, jsou to pouze části (složky) jednoho průběhu. Konkrétní průběhy setrvačných sil posuvných částí jsou na dalším obrázku.



Obrázek 13 Průběh setrvačné síly posuvných částí a jejích harmonických složek

### 2.2.2 SETRVAČNÉ SÍLY ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

Tyto síly jsou způsobeny redukovanou hmotností zalomení klik. hřídele  $m_{zal}^{red}$  a hmotností rotační části ojnice  $m_2$  a jsou definovány vztahem [8]:

$$F_r = (m_{zal}^{red} + m_2) r \omega^2. \quad (9)$$

Síla závisí pouze na konstantních veličinách, tudíž je její velikost konstantní.

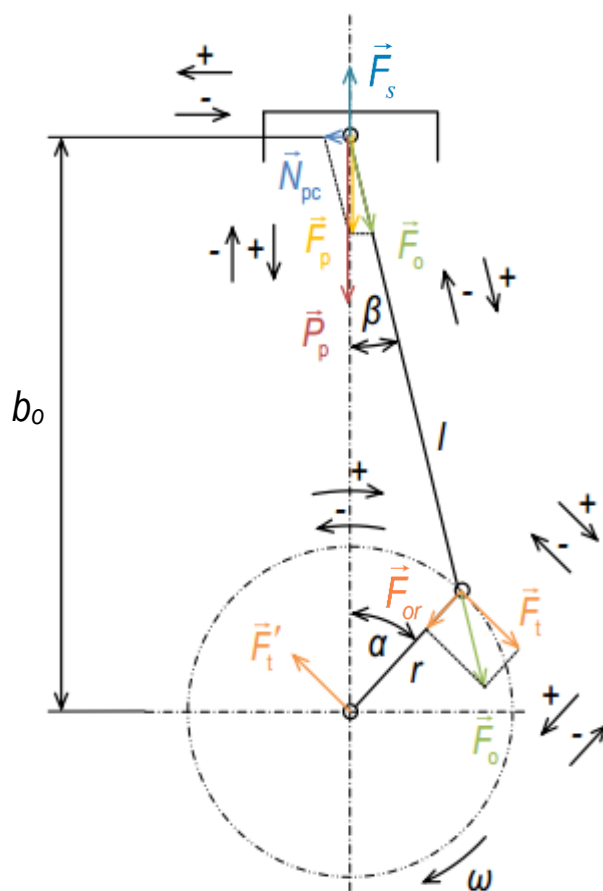
### 2.3 VÝSLEDNÉ SÍLY A MOMENTY V KLIKOVÉM MECHANISMU

V klikovém mechanismu se sčítají silové a momentové účinky tlaku plynů a setrvačnosti pohyblivých částí. Tyto následně zatěžují části klikového mechanismu i uložení motoru. **Výsledná síla v ose válce** je vektorovým součtem síly tlaku plynů a setrv. síly posuv. hmot [9]:

$$\vec{F}_p = \vec{P}_p + \vec{F}_s. \quad (10)$$

Tato síla se dále rozkládá a její složka pod úhlem odklonu ojnice  $\beta$  představuje **výslednou sílu v ojnici** [9]:

$$F_o = \frac{F_p}{\cos(\beta)}, \quad (11)$$



Obrázek 14 Výsledné síly v klikovém mechanismu [9]



která se rozkládá do **tečné složky síly v ojnici** [9]:

$$F_t = F_o \sin(\alpha + \beta), \quad (12)$$

a **radiální složky síly v ojnici** [9]:

$$F_{or} = F_o \cos(\alpha + \beta). \quad (13)$$

Tečná složka síly v ojnici tvoří spolu s reakcí v ložisku hlavního čepu silovou dvojici a generuje **výsledný točivý moment na hlavním čepu**, který je zdrojem výkonu motoru [9]:

$$M_t = F_t r = F_p \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos(\beta)}. \quad (14)$$

Druhou složkou síly v ojnici je **výsledná normálová síla** [9]:

$$N_{pc} = F_p \operatorname{tg}(\beta), \quad (15)$$

která působí na plášť pístu a způsobuje klopení pístu. Tato síla je jedním z limitujících faktorů při zmenšování stykové plochy pístu a válce, a tím i výšky pístu, a lze ji omezit např. zavedením excentrického klikového mechanismu.

Dále vlivem této síly vzniká **celkový klopný moment** [9]:

$$M_{kl} = N_{pc} b_o, \quad (16)$$

kde:  $b_o$  je vzdálenost osy pístního a hlavního čepu, která je proměnná s natočením klikového hřídele.

Klopný moment je reakčním momentem k točivému momentu na hl. čepu, tudíž má stejnou velikost a opačnou orientaci. Působí na uložení motoru, kde je nutno jej zachytit [8].

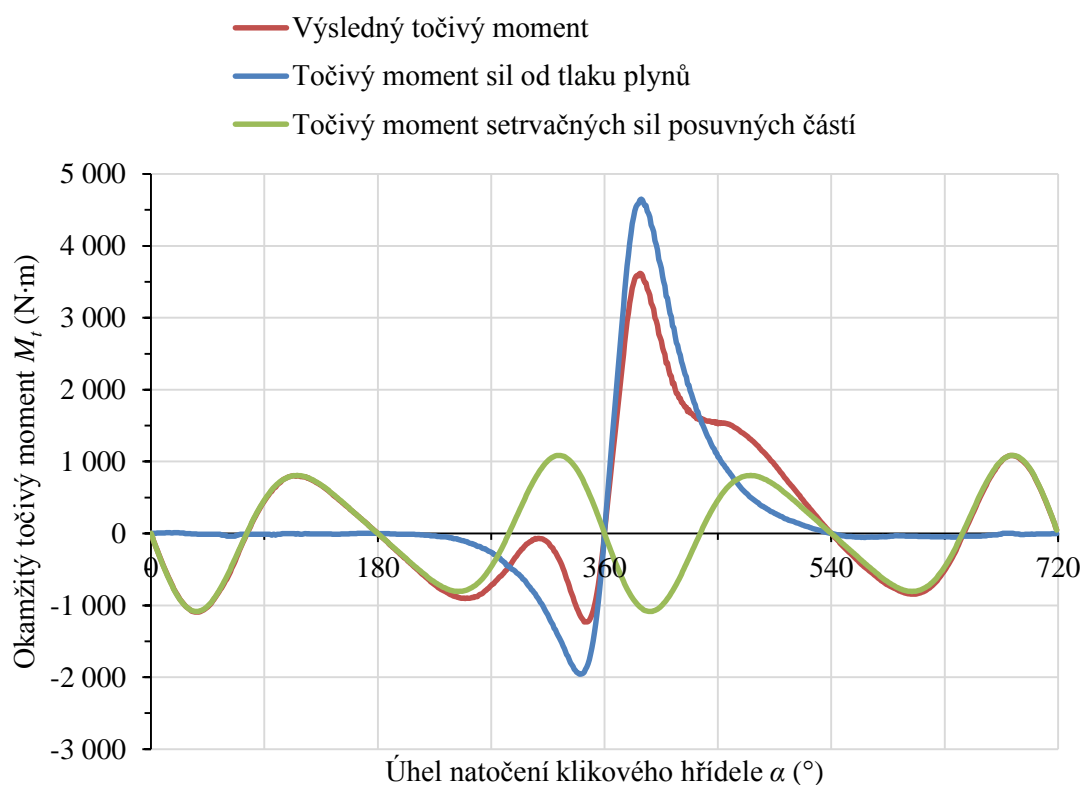
Pro další výpočty je vhodné uvést **točivý moment sil od tlaku plynů** [9]:

$$M_t^p = P_p r \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos(\beta)}, \quad (17)$$

a **točivý moment setrvačných sil posuvných částí** [9]:

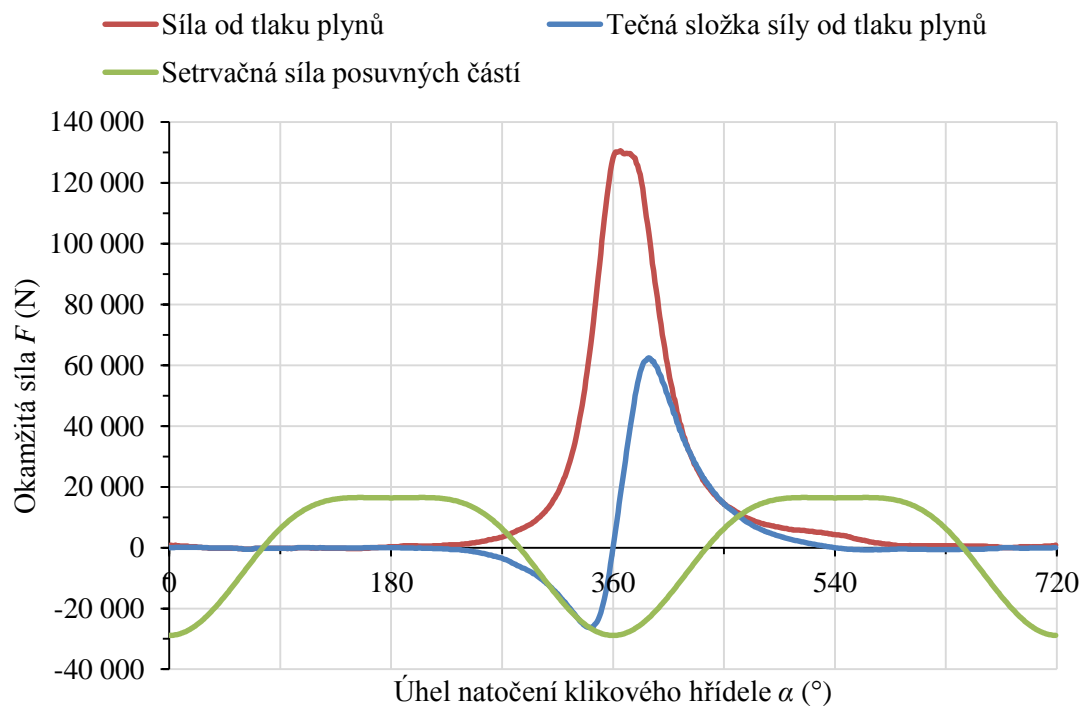
$$M_t^s = F_s r \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos(\beta)}. \quad (18)$$

Ze dvou výše uvedených točivých momentů je složen točivý moment výsledný (rov. (10)). Při výpočtech vynuceného torzního kmitání bude vhodné využít točivého momentu pouze od tlaku plynů. Rozdílné průběhy jsou zobrazeny na následujícím obrázku.



Obrázek 15 Průběh momentů na hlavním čepu klikového hřídele

V dalším obrázku jsou průběhy některých významných sil v klikovém mechanismu.



Obrázek 16 Průběhy některých sil v klikovém mechanismu

### 3 VYVAŽOVÁNÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

Obecně lze rozlišit 3 důvody nevyváženosti klik. mechanismu z hlediska jejich původu [4]:

- pohyb klikového ústrojí – síly tlaku plynů a setrvačné síly,
- výrobní nepřesnosti – rozměrové odchylky, nehomogenity materiálu,
- deformace za provozu – průhyb klik. hřídeli při běhu motoru.

Těmto náleží příslušné způsoby odstranění nebo alespoň omezení nevyváženosti [4]:

- konstrukční vyvážení klikového ústrojí,
- odebrání, či přidání materiálu při analýze na vyvažovacím stroji,
- nelze vyvážit, lze omezit návrhem dostatečné tuhosti součástí.

Tato kapitola pojednává právě o konstrukčním vyvážení klikového ústrojí. Tím se rozumí odstranění nebo omezení účinků setrvačných sil a momentů tak, aby se vzájemně kompenzovaly. Toho lze nejsnáze dosáhnout vhodným uspořádáním polohy ojnicích a hlavních čepů klikového hřídele, mluvíme pak o přirozeném vyvážení. Pokud tento způsob nedostačuje, lze k ramenům klik. hřídele připojit vývažky (protizávaží), které působí právě proti setrvačným silám a momentům. Vývažky však zvyšují hmotnost a snižují kritické otáčky torzního kmitání hřídele, k čemuž je nutno přihlédnout při návrhu. Mohou nastat případy, kdy by vývažky na klikovém hřídeli byly příliš rozměrné, v takovém případě je ke klikovému hřídeli přes převod (řetězem nebo ozubenými koly) připojena vyvažovací jednotka, tvořena jedním, či více hřídeli s protizávažími. Vyvážením klikového hřídele dosáhneme klidnějšího chodu motoru, omezí se chvění, které jinak zkracuje životnost součástí motoru i jeho základu, způsobuje hluk a má i nepříznivé fyziologické účinky (např. únava řidiče vozu) [4], [8].

Při výpočtech k vyvažování klikového mechanismu se vychází z těchto zjednodušujících předpokladů [8]:

- rozměry a tvar klikového ústrojí jsou přesně dodrženy,
- stejnojmenné hmotnosti klikových ústrojí jsou si rovny,
- hřídel je absolutně tuhý, nedeformuje se a úhly mezi klikami jsou stálé,
- neuvažuje se vliv tření a gravitačního zrychlení.

### 3.1 VOLBA POŘADÍ ZÁŽEHŮ

Pořadí zážehů u pětiválcového motoru přímo definuje uspořádání klikového hřídele, které dále určuje vyváženost motoru. Volbu zážehů (a tím i uspořádání klik. hřídele) je nutno hodnotit z těchto hledisek [8]:

- vyvážení setrvačných sil a momentů,
- rovnoměrnosti chodu motoru,
- zatížení hlavních ložisek,
- torzního kmitání.

K dosažení rovnoměrného chodu motoru je nutné, aby zážehy v jednotlivých válcích následovaly v pravidelných intervalech. Jelikož v každém válci čtyřdobého motoru se zážeh opakuje po  $720^\circ$  pootočení klikového hřídele, musí v tomto čase proběhnout zážehy ve všech válcích motoru. Při splnění této podmínky je úhel rozestupu zážehů čtyřdobého motoru [8]:

$$\varphi = \frac{720^\circ}{i_v}, \quad (19)$$

pro daný pětiválcový motor je to  $144^\circ$ .

Pro řadový motor s lichým počtem válců existuje  $p$  možných pořadí zážehů [4]:

$$p = (i_v - 1)!, \quad (20)$$

což je pro pětiválec celkem 24 variant, z hlediska vyvážení ale zůstává 12 variant, jelikož zbylých 12 jsou jejich zrcadlové obrazy a ty jsou z hlediska vyvážení kvantitativně stejné [9].

*Tabulka 4 Koeficienty určující velikost momentů setrvačných sil [9]*

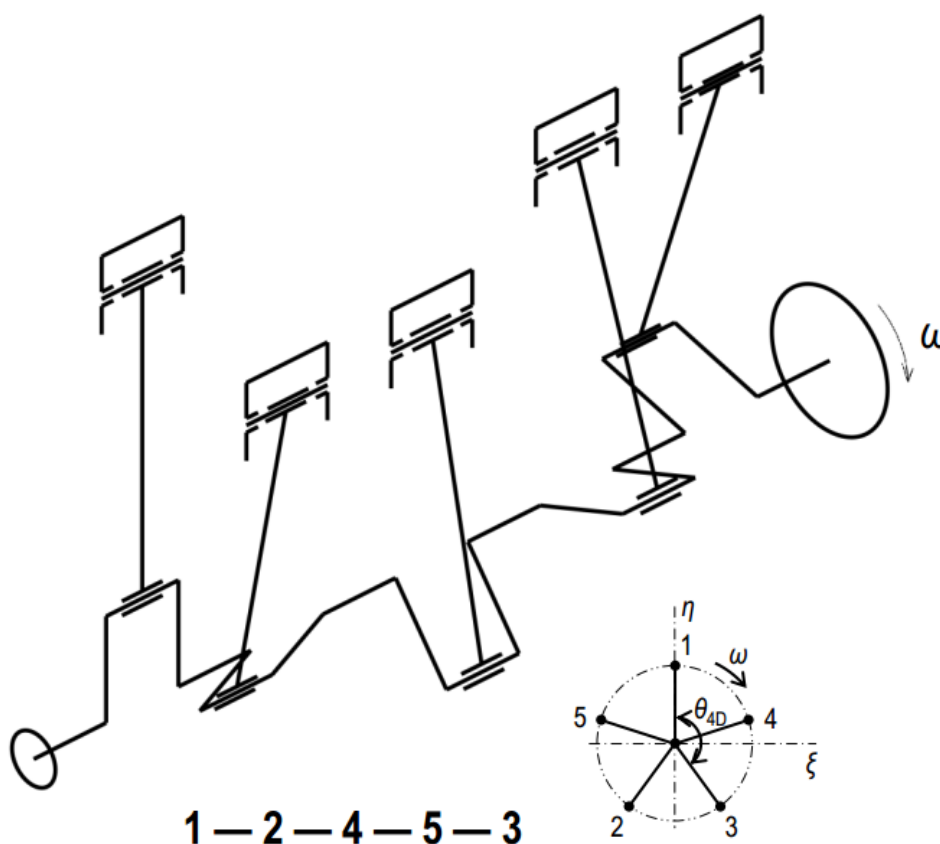
Koeficient $K_I$	Koeficient $K_{II}$	Pořadí zážehů
0,449	4,980	<b>12453</b>
1,561	4,750	12354, 12543
2,629	4,253	12345
3,374	3,690	12534, 13254
3,690	3,374	12435, 13245
4,253	2,629	13524
4,750	1,561	13425, 14235
4,980	0,449	14325

kde: koeficient  $K_I$  určuje velikost momentu setrvačných sil rotujících částí a amplitudu I. řádu momentu setrvačných sil posuvných částí

koeficient  $K_{II}$  určuje amplitudu II. řádu momentu setrvačných sil posuvných částí.

Při větším koef.  $K_I$  získáme větší moment setrv. sil rotujících částí, což má za následek velké a těžké vývažky na klik. hřídeli, a I. řád momentu setrv. sil posuvných částí, což způsobuje další nárůst vývažků nebo zvětšení hmot na vyvažovacích hřídelích. Požadujeme tedy minimální koef.  $K_I$ , což sice obnáší větší koef  $K_{II}$  a tím větší II. řád momentu setrv. sil posuvných částí, ten ale není natolik významný a jeho vyvážení se provádí pouze ve zvláštních případech [8].

Na základě výše uvedené myšlenky je pro další výpočty zvoleno pořadí zážehů **12453**.



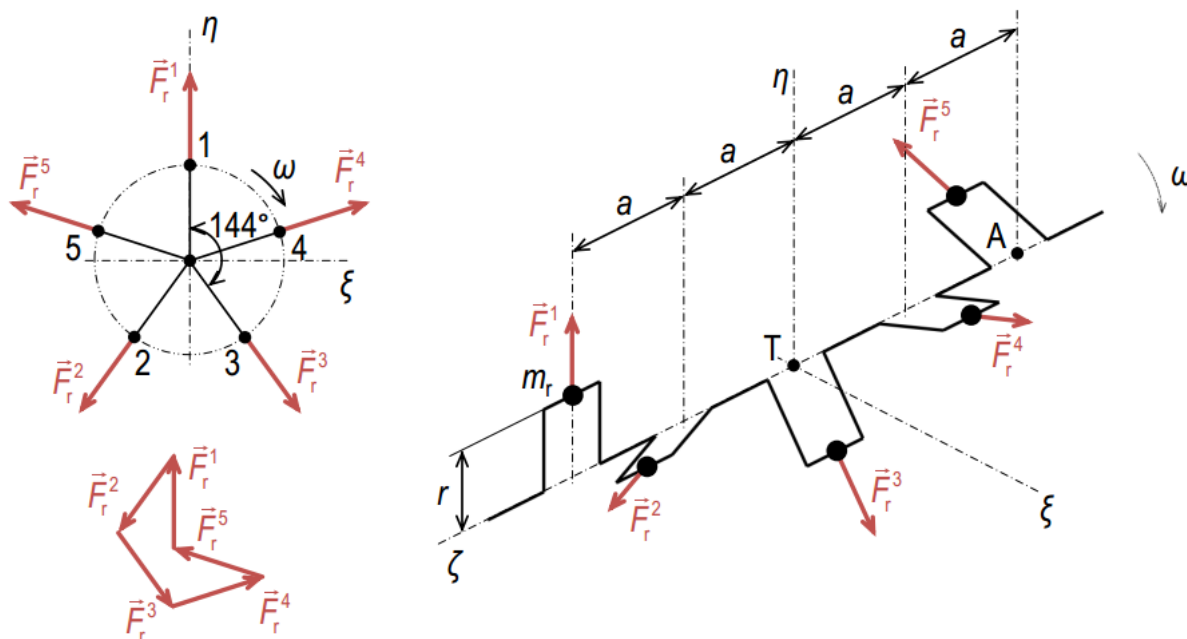
Obrázek 17 Schéma uspořádání klikového hřídele pro pořadí zážehů 12453 [9]

### 3.2 VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH SIL ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

U klikových hřídelů, jejichž ramena tvoří z čelního pohledu pravidelnou hvězdici jsou tyto síly přirozeně vyváženy, což platí i pro řešený případ. Toto lze ověřit grafickým vektorovým součtem sil od všech válců, z čehož je zřejmé, že výslednice sil je nulová a tudíž jsou síly přirozeně vyváženy (síly spolu tvoří uzavřený obrazec) [8]. Lze tedy napsat vztah [9]:

$$\sum_{i=1}^5 \vec{F}_r^i = \vec{0}. \quad (21)$$



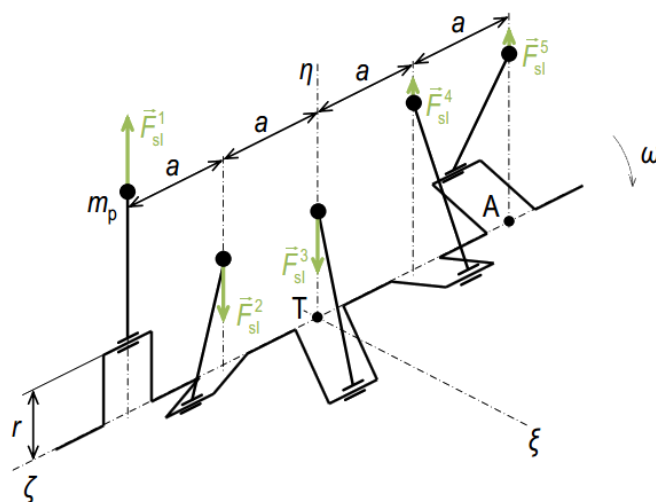
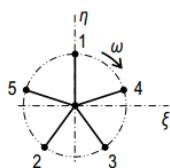
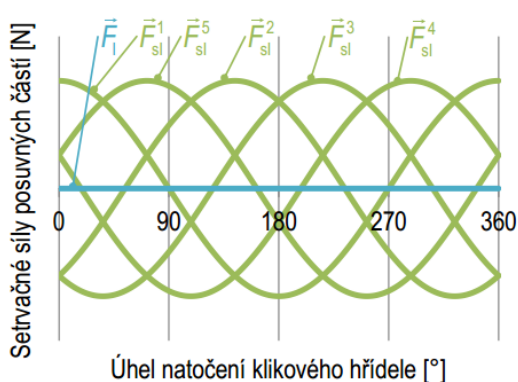


Obrázek 18 Schéma setrvačných sil rotujících částí pětiválce s pořadím zážehů 12453 [9]

### 3.3 VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ I. ŘÁDU

Pro určení vyváženosti platí stejné pravidlo jako u setrvačných sil rotačních částí, a to, že pokud ramena klikového hřídele tvoří z čelního pohledu pravidelnou hvězdiici, jsou tyto síly přirozeně vyvážené, což zde opět platí. Součet sil lze provést pro ověření analyticky dle vztahu [9]:

$$\sum_{i=1}^5 \vec{F}_{sl}^i = m_p r \omega^2 \cos(\alpha) + m_p r \omega^2 \cos(\alpha + 216^\circ) + m_p r \omega^2 \cos(\alpha + 144^\circ) + m_p r \omega^2 \cos(\alpha + 72^\circ) + m_p r \omega^2 \cos(\alpha + 288^\circ). \quad (22)$$

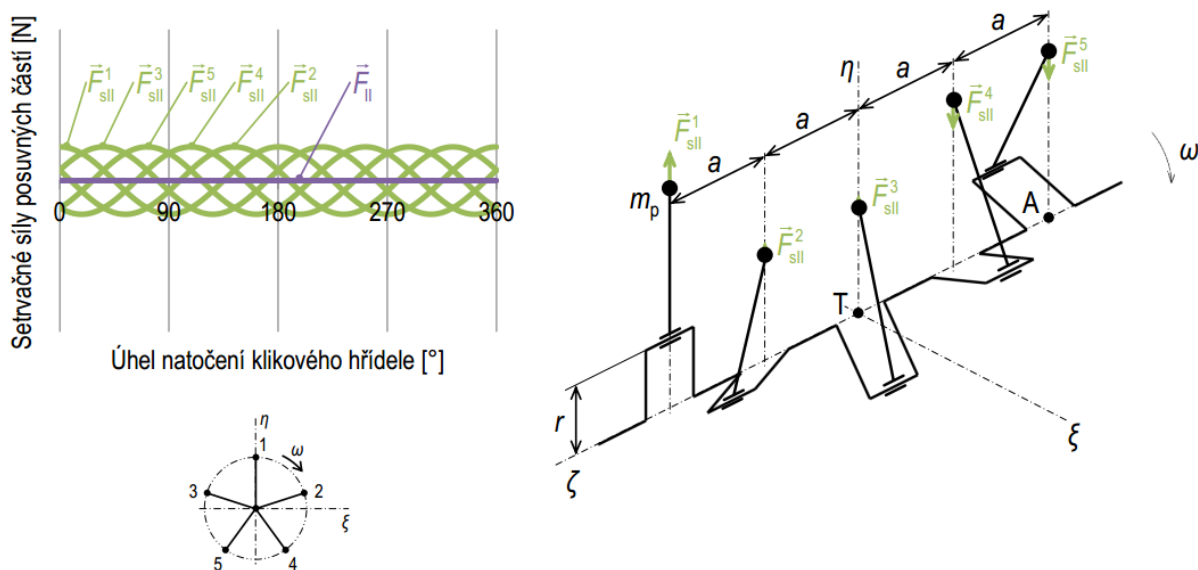


Obrázek 19 Schéma I. řádu setrvačných sil posuvných částí [9]

### 3.4 VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ II. ŘÁDU

Hodnocení vyváženosti je provedeno prakticky stejným způsobem jako v případě sil I. řádu, zde však posuzujeme čelní pohled na tzv. fiktivní klikový hřídel II. řádu, což je hřídel s dvojnásobným úhlem rozestupu zážehů, tj.  $288^\circ$ . Fiktivní hřídel v řešeném případě tvoří pravidelnou hvězdicí, síly II. řádu jsou tedy přirozeně vyváženy [8]. Součet sil II. řádu odpovídá vztahu [9]:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^5 \vec{F}_{sII}^i &= \lambda m_p r \omega^2 \cos(2\alpha) + \lambda m_p r \omega^2 \cos(2(\alpha + 216^\circ)) + \\ &+ \lambda m_p r \omega^2 \cos(2(\alpha + 144^\circ)) + \lambda m_p r \omega^2 \cos(2(\alpha + 72^\circ)) + \\ &+ \lambda m_p r \omega^2 \cos(2(\alpha + 288^\circ)). \end{aligned} \quad (23)$$



Obrázek 20 Schéma II. řádu setrvačných sil posuvných částí [9]

### 3.5 VYVÁŽENÍ MOMENTŮ SETRVAČNÝCH SIL ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

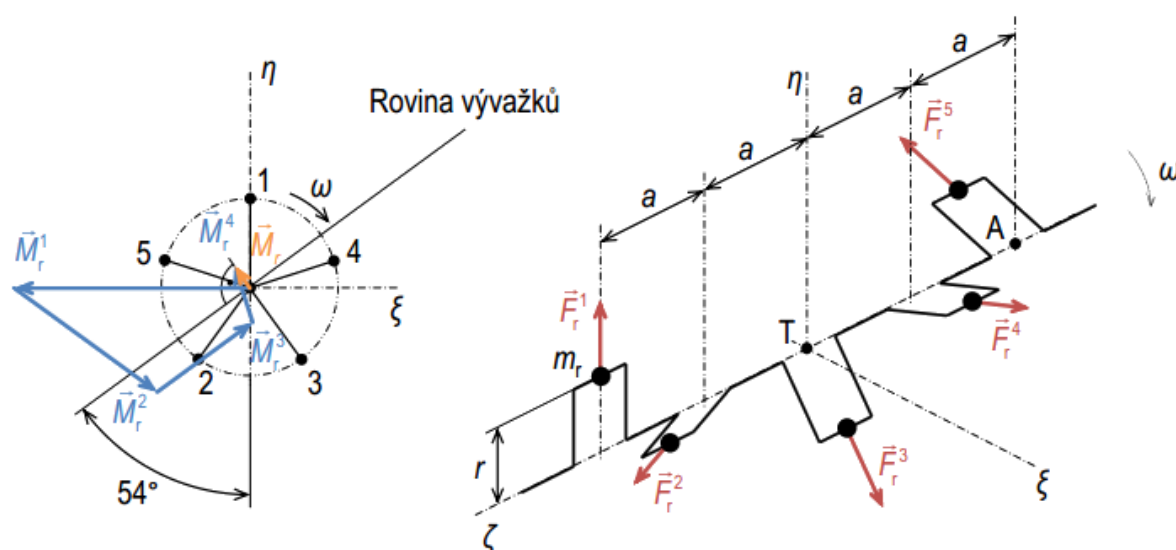
Setrvačné síly rotujících částí u víceválcového motoru působí v různých rovinách vzdálených od roviny těžiště, tím vznikají podélné silové momenty s tendencí naklánět motor kolem jeho těžiště. Tyto momenty nejsou přirozeně vyváženy a velikost momentové výslednice lze určit analyticky nebo graficky [8]. Z analytického výpočtu, neboli ze součtu momentů od všech válců ke vztažnému bodu, který může být zvolen libovolně na ose klikového hřídele, v tomto případě k bodu A, vychází velikost momentu [9]:

$$\left| \sum_{i=1}^5 \vec{M}_r^i \right| = |\vec{M}_r| = 0,449 m_r r \omega^2 a, \quad (24)$$

kde:  $M_r^i$  je moment setrvačné síly rotujících částí  $i$ -tého válce,

$m_r$  je hmotnost rotujících částí jednoho válce,

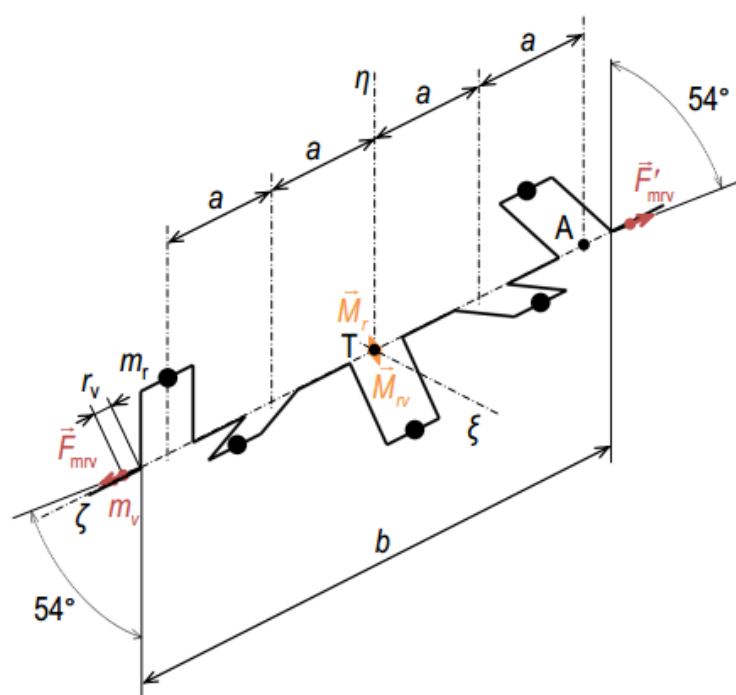
$a$  je rozteč válců.



Obrázek 21 Schéma momentů a setrvačných sil rotujících částí [9]

### 3.5.1 MOMENTOVÉ VYVÁŽENÍ

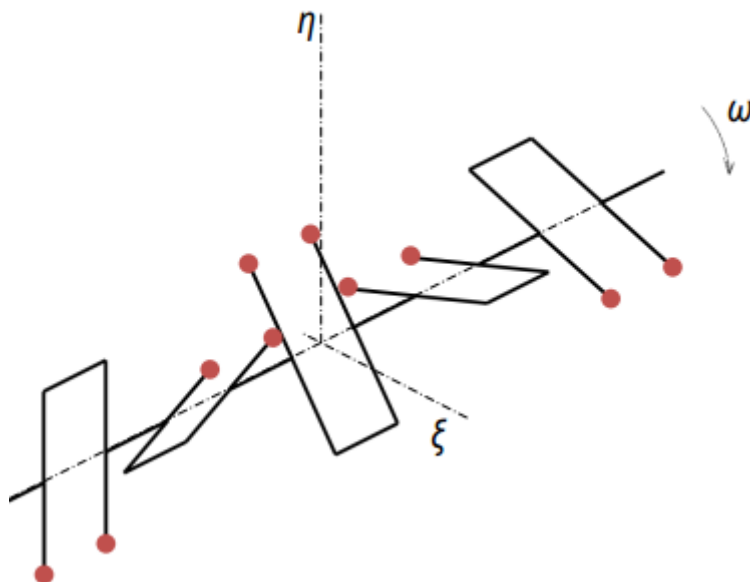
Výslednice momentu  $\vec{M}_r$  působí v rovině prodloužení kliky třetího válce, viz obrázek 21 a obrázek 22. Vektor momentové výslednice rotuje s klikovým hřídelem a jeho velikost a směr se při  $\omega = \text{konst.}$  vůči klikovému hřídeli nemění. Z tohoto důvodu je možné provést vyvážení vývažky na hřídeli a to tak, aby silový moment vývažků byl stejný velikostí a opačný směrem. Takového vektoru dosáhneme umístěním vývažků do roviny kolmé k výslednici momentu, názorně naznačeno na obrázku 22 [8], [9].



Obrázek 22 Schéma momentového vyvážení momentů setrvačných sil rotujících částí [9]

### 3.5.2 SILOVÉ VYVÁŽENÍ

Lze provést umístěním dvou vývažků, o celkové hmotnosti odpovídající setrvačné síle jednoho válce, na ramena klikového hřídele dle obrázku 23. Nevýhodou je narůst hmotnosti hřídele a pokles kritických otáček torzního kmitání, výhodou je však nižší zatížení ložisek. Tento způsob vyvážení je v praxi hojně využíván [8], [9].



Obrázek 23 Schéma silového vyvážení momentů setrvačných sil rotujících částí [9]



Obrázek 24 Praktické provedení silového vyvážení [9]

### 3.6 VYVÁŽENÍ I. ŘÁDU MOMENTŮ SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ

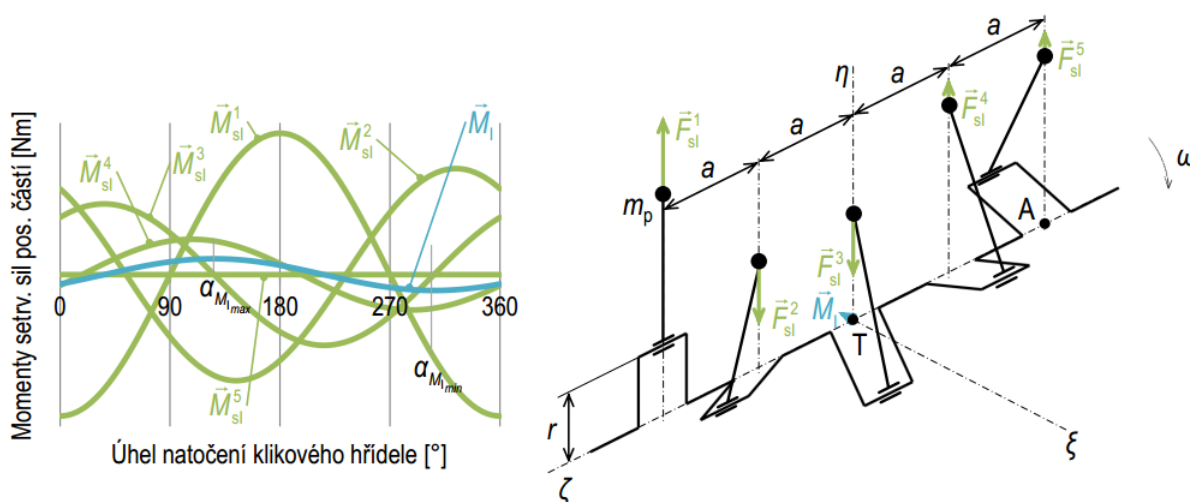
Tyto momenty jsou buzeny setrvačnými silami posuvných částí, které jsou závislé na proměnném zrychlení pístu  $a$ , a tudíž jsou také proměnné. Síly působí pouze ve směru osy  $\eta$ , jejich působením vznikají volné podélné klopné momenty působící v rovině tvořené osami  $\zeta\xi$  a nazýváme je právě momenty setrvačných sil posuvných částí I. řádu. Dle příslušných setrvačných sil se mění i velikost a smysl momentů, jejich směr je ale neměnný, rovnoběžný s osou  $\xi$  a vektor výslednice momentů tedy nerotuje s klikovým hřídelem. Z těchto důvodů momenty nelze vyvážit vývažky na klikovém hřídeli. Velikost momentů (směr nikoliv) je proměnná s otáčením klikového hřídele:

$$M_{sl}^i = f(\alpha) \neq konst., \quad i = 1, 2, \dots, 5; \quad (25)$$

a jelikož jsou to momenty volné, lze okamžitou velikost jejich výslednice určit součtem všech momentů k libovolnému bodu, zde např. bodu A dle rovnice [9]:

$$\sum_{i=1}^5 \vec{M}_{sl}^i = 0,449 m_p r \omega^2 a \sin(\alpha + 324^\circ). \quad (26)$$

Výpočet je proveden pro okamžik, kdy je píst prvního válce v horní úvratí a v členech výpočtu pro další válce je připočteno natočení odpovídající poloze kliky daného válce (odtud úhel  $324^\circ$  v momentové výslednici).



Obrázek 25 Schéma I. řádu setrvačných sil a momentů posuvných částí [9]

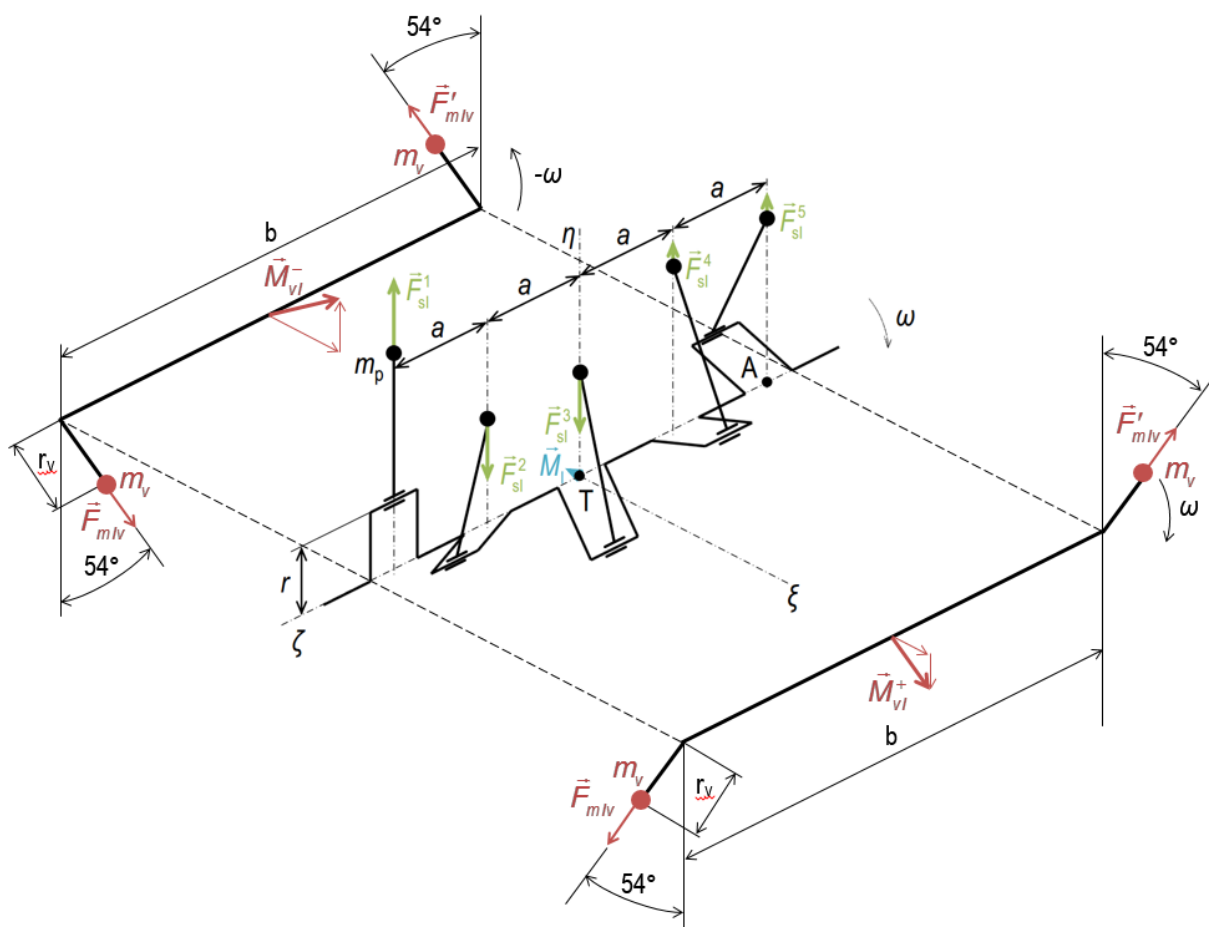
Průběh výslednice dle obrázku 25 je funkcí sinus, kde platí:

$$\sin(\alpha + 324^\circ) = \sin(\alpha - 36^\circ), \quad (27)$$

což odpovídá posunutí maxima funkce z  $\alpha = 90^\circ$  o  $36^\circ$  dále, na  $\alpha = 126^\circ$ . Toto maximum je vyznačeno v obrázku 25 a úhel  $126^\circ$  je využit k návrhu vývažků. V dalším textu bude pojednáno o způsobech vyvážení.

### 3.6.1 VYVÁŽENÍ DVĚMA VYVAŽOVACÍMI HŘÍDELI

Z výše uvedeného plyne, že pro úplné vyvážení I. řádu momentů je nutno získat vyvažovací moment o proměnné orientaci a velikosti, který nerotuje s klikovým hřídelem. Toho lze dosáhnout umístěním dvou vývažků na koncích dvou vyvažovacích hřídelů, které se otáčejí opačným směrem. Úhel umístění vývažků je zvolen tak, aby při natočení klikového hřídele, kterému odpovídá maximální moment nevyváhy, byl směr momentu vývažků souhlasný (a orientace opačná) právě se směrem momentu nevyváhy (osa  $\xi$ ). U řešeného pětiválce toto odpovídá umístění vývažků  $54^\circ$  od svislého směru. Jelikož se vyvažovací hřídele otáčejí v opačném směru, svislé složky vyvažovacího momentu se vyruší a vodorovné působí proti momentu nevyváhy, čímž dochází k vyvážení [9], [4].



Obrázek 26 Schéma vyvážení dvěma vyvažovacími hřídeli [9](upraveno)

Maximální nevyvážený moment z rovnice 26 je:

$$M_I^{\max} = 0,449m_p r \omega^2 a. \quad (28)$$

Z podmínky rovnosti momentu nevyváženosti a momentu vývažku [9]:

$$M_I + M_{vl} = 0, \quad (29)$$

po dosazení [9]:

$$0,449m_p r \omega^2 a = 2m_v r_v \omega^2 b, \quad (30)$$

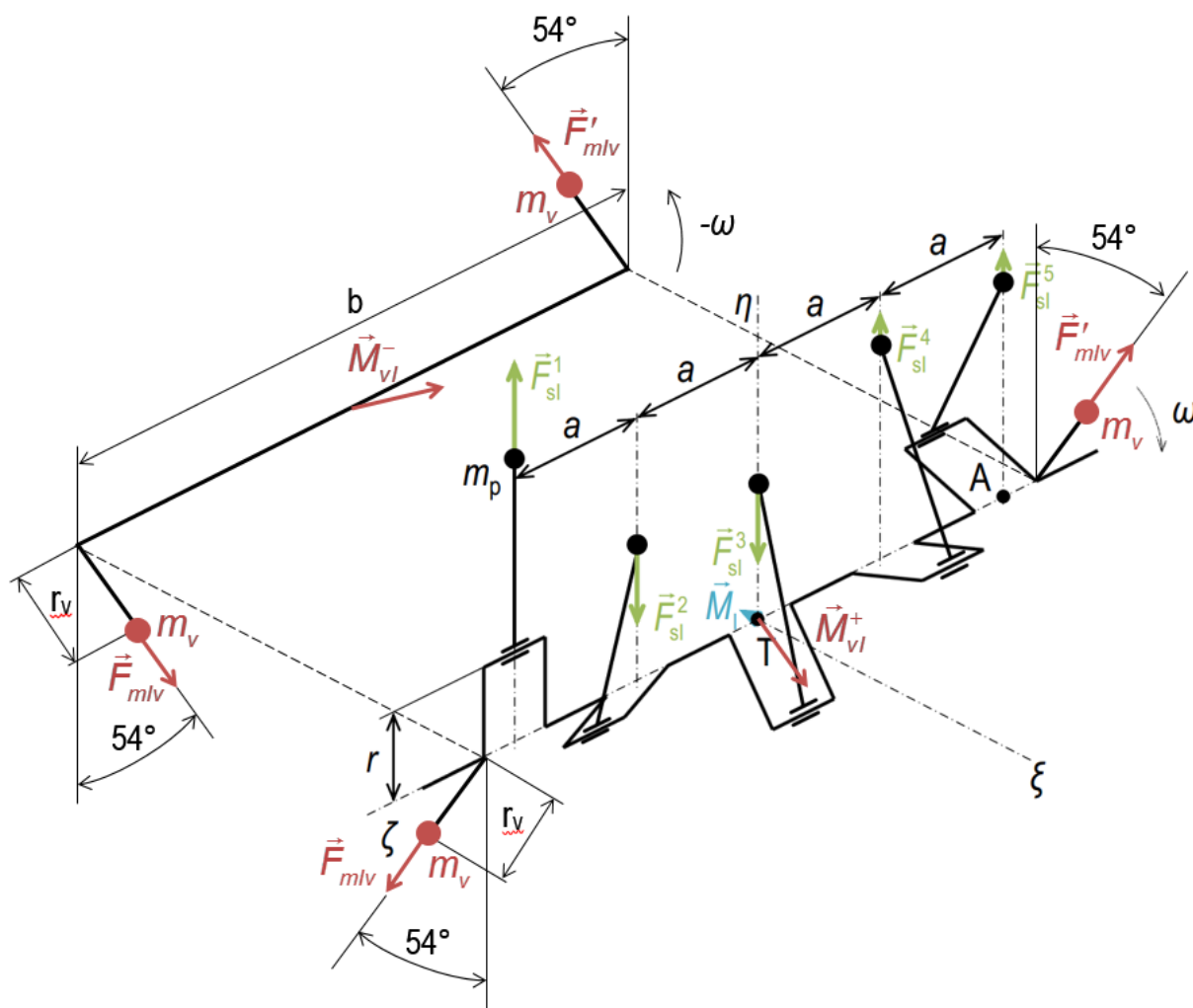
je hmotnost jednoho vývažku [9]:

$$m_v = \frac{0,449}{2} m_p \frac{r}{r_v} \frac{a}{b}. \quad (31)$$

Pohon vyvažovacích hřídelů lze realizovat ozubenými koly, či řetězovým převodem. Vzhledem ke složitosti konstrukce a velkému nárůstu hmotnosti však tato varianta není v praxi rozšířena.

### 3.6.2 VYVÁŽENÍ JEDNÍM VYVAŽOVACÍM HŘÍDELEM A VÝVAŽKY NA KLIKOVÉM HŘÍDELI

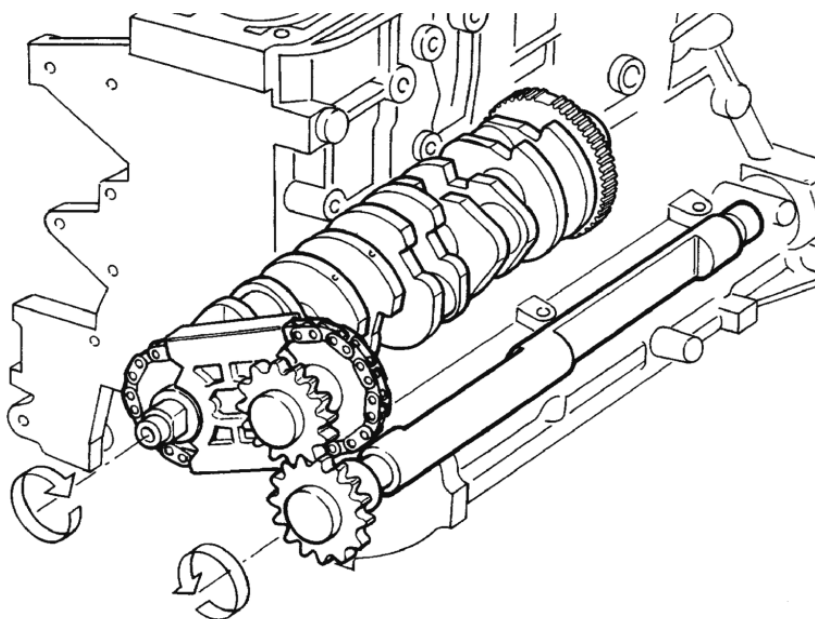
V tomto případě je jeden z vyvažovacích hřídelů z řešení uvedeného v minulé podkapitole nahrazen vývažky na klikovém hřídeli. Lze tak dosáhnout stejného efektu vyvážení pouze s jedním vyvažovacím hřídelem. Úspora výrobních prostředků a hmotnosti je zřejmá.



Obrázek 27 Schéma kombinovaného vyvážení [9](upraveno)



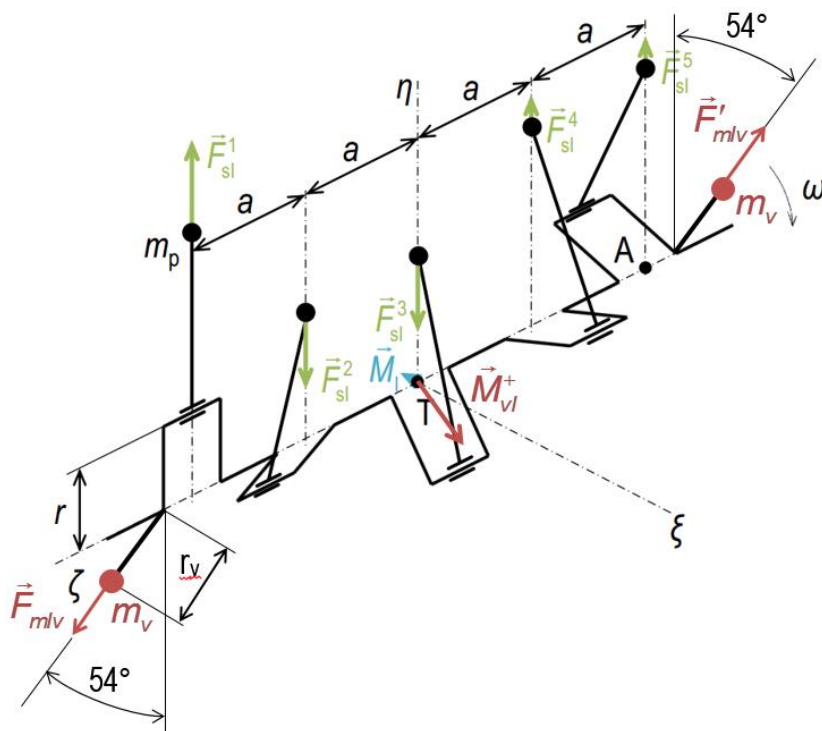
Princip vyvážení a určení hmotnosti vývažků jsou stejné jako v případě dvou vyvažovacích hřídelů.



Obrázek 28 Vyvážení vyvažovacím hřídelem a vývažky na klik. hřídeli motoru Fiat [9]

### 3.6.3 ČÁSTEČNÉ VYVÁŽENÍ NA KLIKOVÉM HŘÍDELI

Spočívá v „odstranění“ vyvažovacího hřídele z předchozí varianty, zůstávají tedy pouze vývažky na klikovém hřídeli, které vyvažují polovinu nevyváženého momentu.



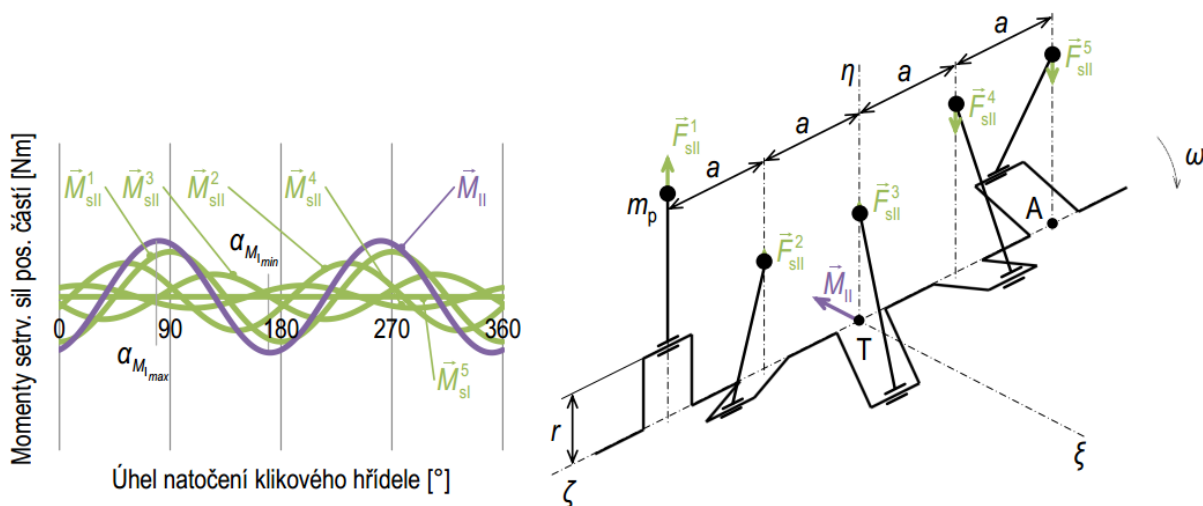
Obrázek 29 Schéma částečného vyvážení [9] (upraveno)

V tomto případě tedy zůstává polovina nevyváženého momentu a namáhá uložení motoru, kde je nutno jej zachytit. Nespornou výhodou tohoto řešení je velmi jednoduchá konstrukce a tím nejvyšší úspora výrobních prostředků a hmotnosti ze všech možných řešení. Prakticky lze provést přidáním materiálu na řemenici (nálitek, návar) a odběrem materiálu (vrtané díry) na setrvačnicku nebo zvětšením vývažků na koncích klikového hřídele.

### 3.7 VYVÁŽENÍ II. ŘÁDU MOMENTŮ SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ

Pro vyvážení II. řádu momentů platí obdobné zásady jako pro I. řád, shrnutím z kapitoly 3.6 jsou to tyto:

- moment nevyváženosti má proměnnou velikost a orientaci,
- směr momentu nevyváženosti je stálý v ose  $\zeta$  (vektor nerotuje s klik. hřídelem),
- umístění vývažků plyne z polohy maxima momentu nevyváženosti.



Obrázek 30 Schéma II. řádu setrvačných sil a momentů posuvných částí [9]

II. řád momentů má dvojnásobnou periodu I. řádu a okamžitá velikost II. řádu momentů je daná rovnicí [9]:

$$\sum_{i=1}^5 \vec{M}_{sII}^i = 4,98 \lambda m_p r \omega^2 a \sin(\alpha + 144^\circ). \quad (32)$$

Z rovnosti maximálního momentu nevyváženosti a momentu vývažku:

$$4,98 \lambda m_p r \omega^2 a = 2 m_v r_v \omega^2 b, \quad (33)$$

vychází hmotnost vývažku:

$$m_v = \frac{4,98}{2} \lambda m_p \frac{r}{r_v} \frac{a}{b}. \quad (34)$$

Způsoby vyvážení jsou též stejné jako v případě I. řádu momentů, s tím, že otáčky vyvažovacích hřídelů jsou dvojnásobné otáčkám klikového hřídele.

Kromě speciálních případů se však prakticky II. řád momentů nevyvažuje, působí na uložení motoru, kde je nutno jej zachytit [8]

## 4 NÁVRH KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Základními parametry pro návrh jsou rozměry a další parametry klikového mechanismu, uvedeny v Tabulka 3 (str. 18), a především pak hlavní rozměry klikového hřídele. Tyto hlavní rozměry byly navrženy a konzultovány s vedoucím práce a jsou uvedeny v následující tabulce.

*Tabulka 5 Hlavní rozměry klikového hřídele*

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
Průměr hlavního čepu	$D_h$	99	mm
Délka hlavního čepu	$l_h$	53	mm
Délka krajních hlavních čepů	$l_{hk}$	57	mm
Průměr ojnicního čepu	$D_o$	82	mm
Délka ojnicního čepu	$l_o$	50	mm
Poloměr kliky	$r$	74,5	mm
Rozteč válců	$a$	168	mm

Model klikového hřídele byl vytvořen v softwaru typu 3D CAD - PTC Creo Parametric 2.0. V následujících podkapitolách budou popsány podstatné části tvorby 3D CAD modelu.

### 4.1 MATERIÁL HŘÍDELE A TECHNOLOGIE VÝROBY

Pro výrobu klikového hřídele byla zvolena **chrom-molybdenová ocel k zušlechťování**, označena **42CrMo4** dle EN 10027-1. Důvody výběru tohoto materiálu jsou následující:

- známé charakteristiky pro další výpočty,
- běžně používaný (a vyzkoušený) materiál pro klikové hřídele,
- vysoká pevnost.

*Tabulka 6 Charakteristiky legované oceli pro výrobu klikového hřídele*

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
Mez pevnosti	$R_m$	1 293	MPa
Mez kluzu	$R_e$	900	MPa
Mez únavy v ohybu	$\sigma_{COHYB}$	525	MPa
Mez únavy v tahu/tlaku	$\sigma_{CTAH/TLAK}$	495	MPa

Vhodnou technologií výroby pro hřídel z dané legované oceli je kování. S ohledem na velikost hřídele pak kování zápustkové. Existují různé technologie zápustkového kování klikových hřídelů, lze navrhnout např. **vícestupňové kování s natočením čepů**. Výchozí polotovár je vložen do 1. zápustky, jejíž tvar je mírně odlišný od tvaru polotovaru. Úderem lisu je polotovár tvarován do tohoto přechodného tvaru a přesunut do další zápustky. Tato svým tvarem již více respektuje výsledný výkovek. V procesu je takto použito 4 – 5 zápustek a výsledný tvar odpovídá klikovému hřídeli s rameny v jedné (dělicí) rovině. Jelikož je ale uspořádání hřídele řešeného pětiválce prostorové, jsou ramena za tepla přesně natočena, čímž je dosaženo finálního výkovku. Ten je dále opracován třískovým obráběním a broušením.

Průběh popsaného kovacího procesu ilustruje obrázek 31.



Obrázek 31 Postupné výkovky odpovídající zápustkám v průběhu kovacího procesu [18]

Finální výkovek je poté tepelně zpracován normalizačním žiháním a pístní a ojnicí čepy jsou indukčně zakaleny pro zvýšení tvrdosti a pevnosti.

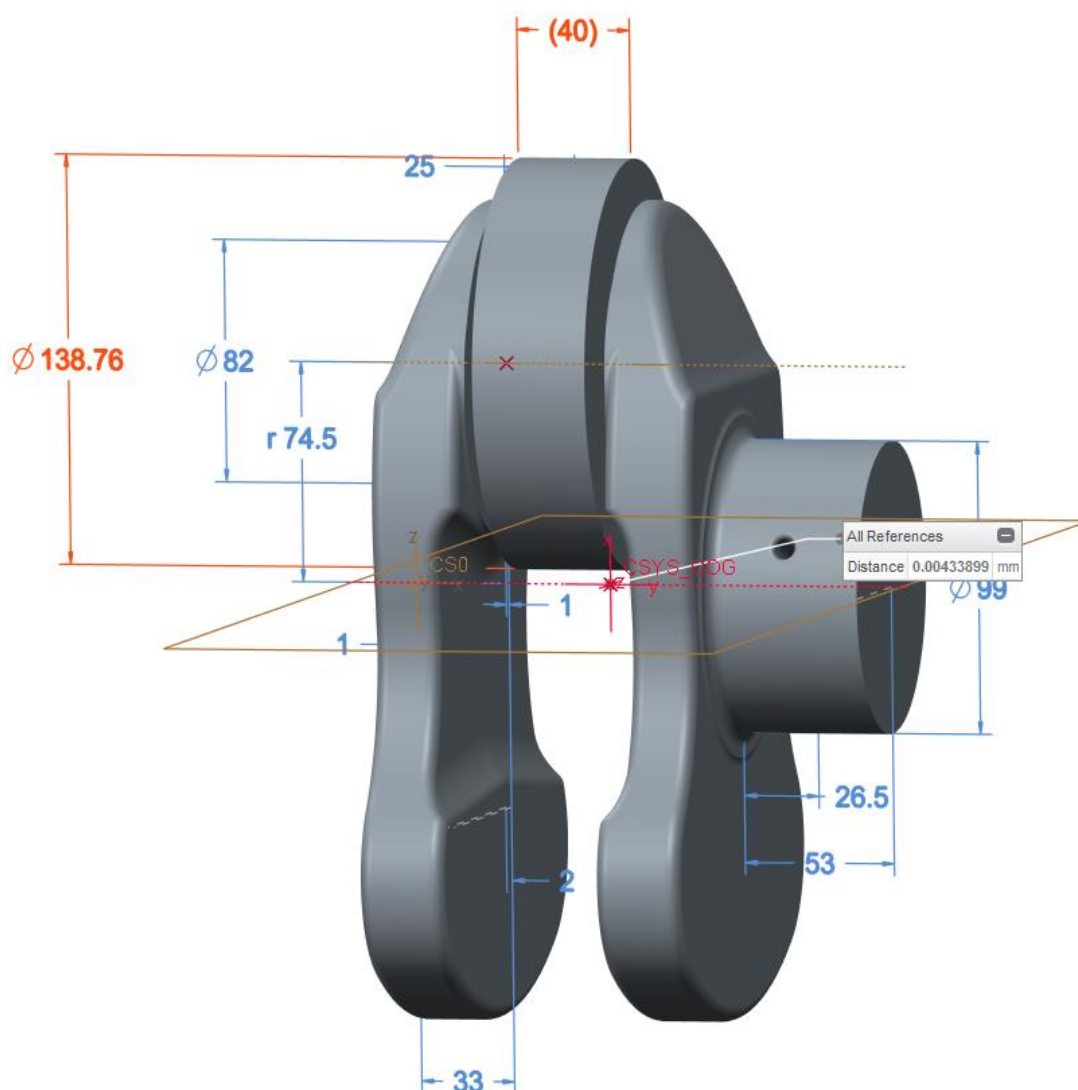
Výše popsaný technologický postup není součástí zadání práce, proto je zde uveden pouze jako doporučení, či možná varianta. 3D model klikového hřídele tvarem plně neodpovídá zažitým technologickým prvkům navržené technologie (kovářské úkosy, zbytky výronku v dělicí rovině, atd.).

## 4.2 ZPŮSOB VYVÁŽENÍ MOMENTŮ SETRVAČNÝCH SIL ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

O známých způsobech vyvážení těchto momentů bylo pojednáno v kapitole 3.5 této práce. Bylo zvoleno **silové vyvážení** a to z těchto důvodů:

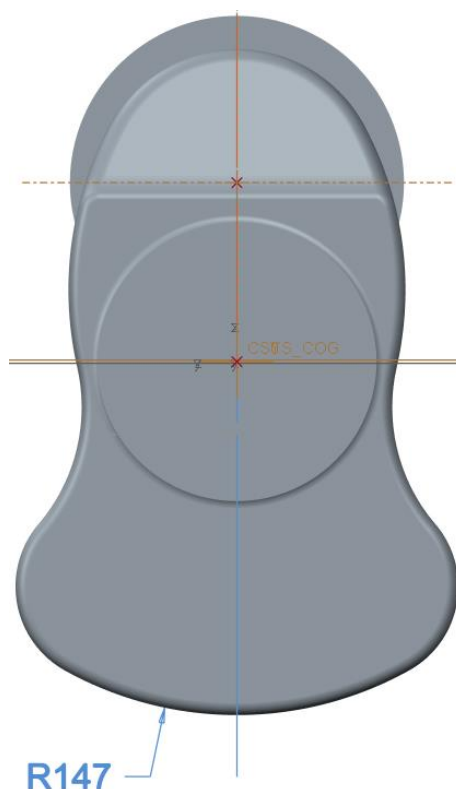
- nižší namáhání hlavních ložisek a tím jejich delší životnost [9],
- možné nižší napětí v místě radiusů ojnicích čepů [10].

Nejdříve bylo vymodelováno jedno kompletní zalomení klikového hřídele v softwaru PTC Creo Parametric 2.0, kde bylo taktéž provedeno vyvážení. Provedení vyvážení odpovídá statickému vyvážení, cílem je aby se těžiště zalomení a rotační hmoty ojnice nacházelo na ose rotace klikového hřídele. Rotační podíl hmoty ojnice je reprezentován kroužkem na ojnicím čepu o hmotnosti rovné hmotnosti rotační části ojnice. Těžiště prvotně navrženého zalomení bylo od ose rotace odchýleno v řádu jednotek až 2 desítek milimetrů, bylo tedy přikročeno k optimalizaci polohy těžiště. To lze provést s pomocí funkce „feasibility study“ neboli „studie proveditelnosti“ softwaru Creo Parametric. Principem je výběr parametru, který je nutno optimalizovat (cíl) a proměnného parametru, jehož vhodnou změnou dosáhneme žádané hodnoty cíle. V tomto případě je proměnným parametrem poloměr zaoblení vývažku R a cílem je poloha těžiště na ose rotace. Poloměr zaoblení vývažku byl vzhledem k výrobě upraven na celou hodnotu, konkrétně R147. Tímto získáváme teoretickou odchylku těžiště v řádu setin milimetru, což lze akceptovat. Tento model je teoreticky přesný, nezahrnuje tedy výrobní nepřesnosti (tolerance kování a obrábění), které nejspíše způsobí odchylky těžiště větší, než setiny milimetru. Skutečný hřídel je testován na vyvažovacím stroji a tyto drobné nevyváženosti jsou kompenzovány odběrem, či přidáním materiálu.



Obrázek 32 Vyvážení momentů setrvačných sil rotujících částí na jednom zalomení

Nevýhodou zvoleného způsobu vyvážení (proti momentovému vyvážení) je především nárůst hmotnosti klikového hřídele. Tento fakt může být velmi důležitý a negativní pro rychloběžné motory, nicméně, uvažovaný pětiválec se pohybuje v relativně nízkých otáčkách, tudíž vlivy zvýšené hmotnosti nejsou natolik podstatné. Negativem postihujícím hřídel daného motoru zůstává snížení kritických otáček torzního kmitání. Hrozí tedy, že významné torzní kmity v otáčkovém spektru klesnou do provozní oblasti a bude nutné užít torzního tlumiče. Vzhledem k velikosti motoru lze však odhadnout, že použití torzního tlumiče by bylo nutné i při vyvážení momentovém.



Obrázek 33 Zaoblení vývažku na zalomení použité jako proměnná při optimalizaci

#### 4.3 ZPŮSOB VYVÁŽENÍ I. ŘÁDU MOMENTŮ SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ

Obecně známé způsoby vyvážení jsou uvedeny v kapitole 3.6 této práce. Pro řešený hřídel bylo zvoleno **částečné vyvážení vývažky na klikovém hřídeli** z těchto důvodů:

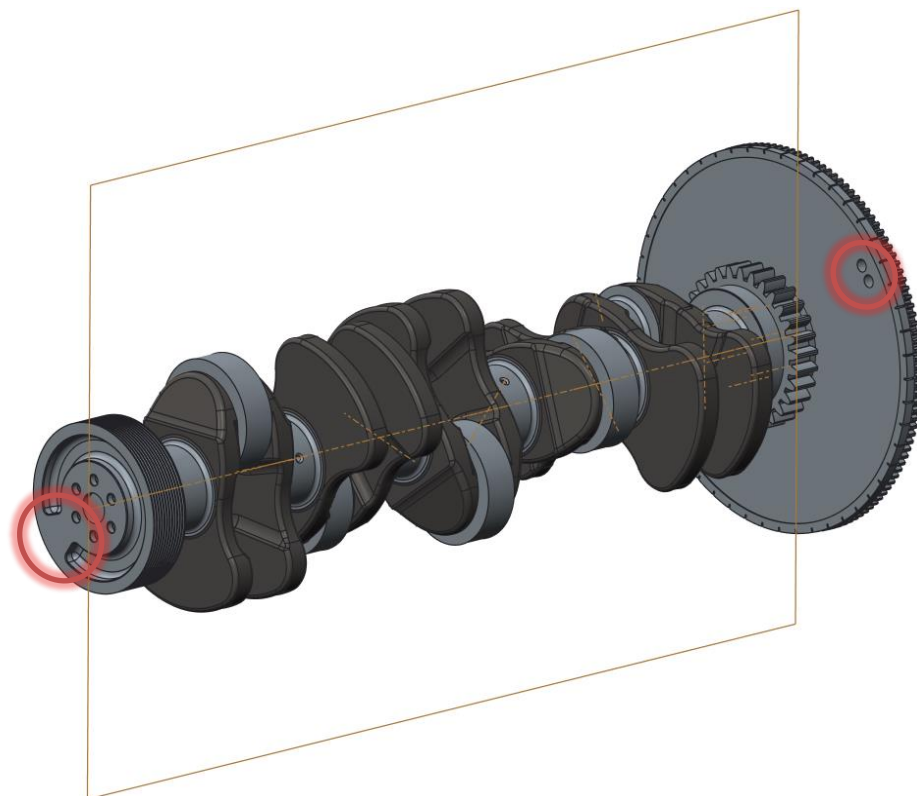
- radikální zjednodušení konstrukce a snížení hmotnosti (vůči případu s jedním vyvažovacím hřídelem),
- snížení výrobních nákladů.

Vyvážení bylo docíleno umístěním nálitku na řemenici na předním konci hřídele a odvrtáním otvorů na obvodu setrvačnicku. Tento způsob se z technologického hlediska jeví úsporněji než úprava vývažku klikového hřídele na obou koncích, kdy by bylo nejspíše nutné vyrobít část formy pro první a poslední vývažek s odlišným tvarem. Aby bylo dosaženo patřičného účinku vyvážení, těžiště vývažků je (dle kapitoly 3.6) odkloněno o  $54^\circ$  od svislého směru, viz obrázek 34.

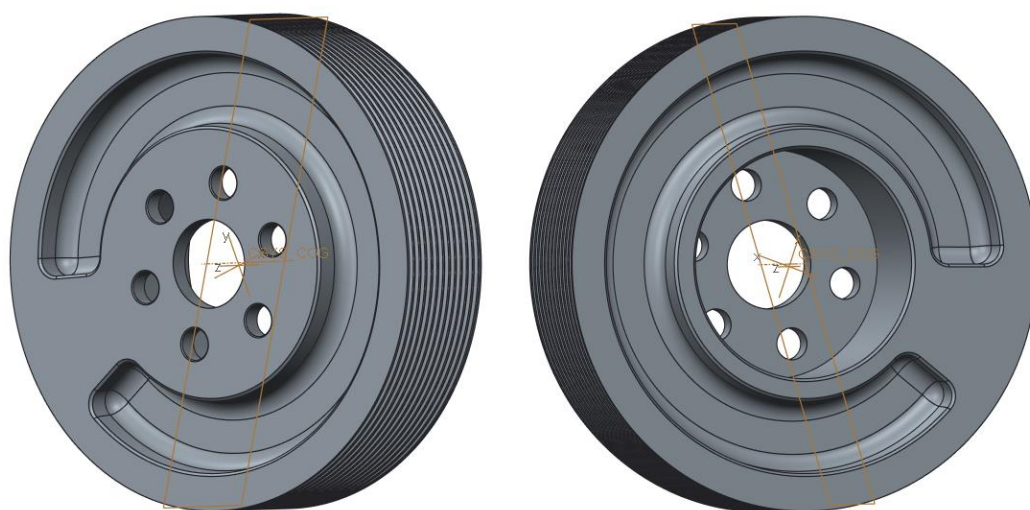


Hmotnost vývažků řemenici a setrvačnick lze vypočíst z rovnice (31), kde člen  $r_v$  zastupuje poloměr, na kterém leží těžiště vývažků. Tento poloměr je na setrvačnicku znatelně větší, tudíž výsledná vyvažující hmota je na setrvačnicku menší, než na řemenici, k dosažení stejných momentových účinků. Konkrétní hmotnost vývažků je 217 g na řemenici a 80 g na setrvačnicku.<sup>1</sup>

Na řemenici jsou navrženy nálitky o úhlu rozevření 38°, osazený po obou stranách, v setrvačnicku jsou vyvrtány 2 otvory o průměru 15 mm s úhlovou roztečí 6°.



Obrázek 34 Umístění vývažků na řemenici a setrvačnicku



Obrázek 35 Umístění nálitků na obou stranách řemenice

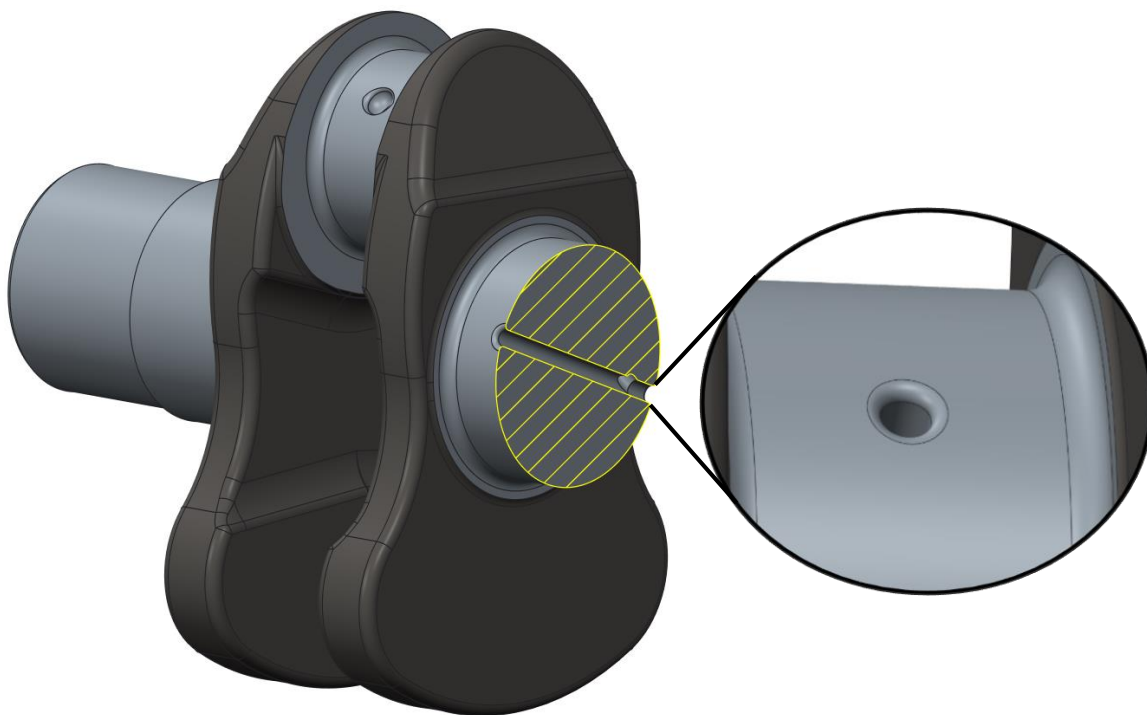
<sup>1</sup> Podrobný výpočet v příloze 1

#### 4.4 VYBRANÉ KONSTRUKČNÍ PRVKY KLIKOVÉHO HŘÍDELE A PŘÍSLUŠENSTVÍ

3D model klikového hřídele byl navržen s ohledem na určité výrobní postupy a skutečnost, že řešený motor je součástí unifikované řady. Byla provedena zjednodušení v topologii modelu a to z hlediska technologie výroby, viz kapitola 4.1, jelikož návrh výrobní technologie není cílem této práce a toto zjednodušení by nemělo zásadně ovlivnit výsledky pevnostních výpočtů. Ve formě ideového návrhu bez podrobného rozboru konstrukce byly navrženy součásti příslušenství klikového hřídele pro pohon pomocných agregátů.

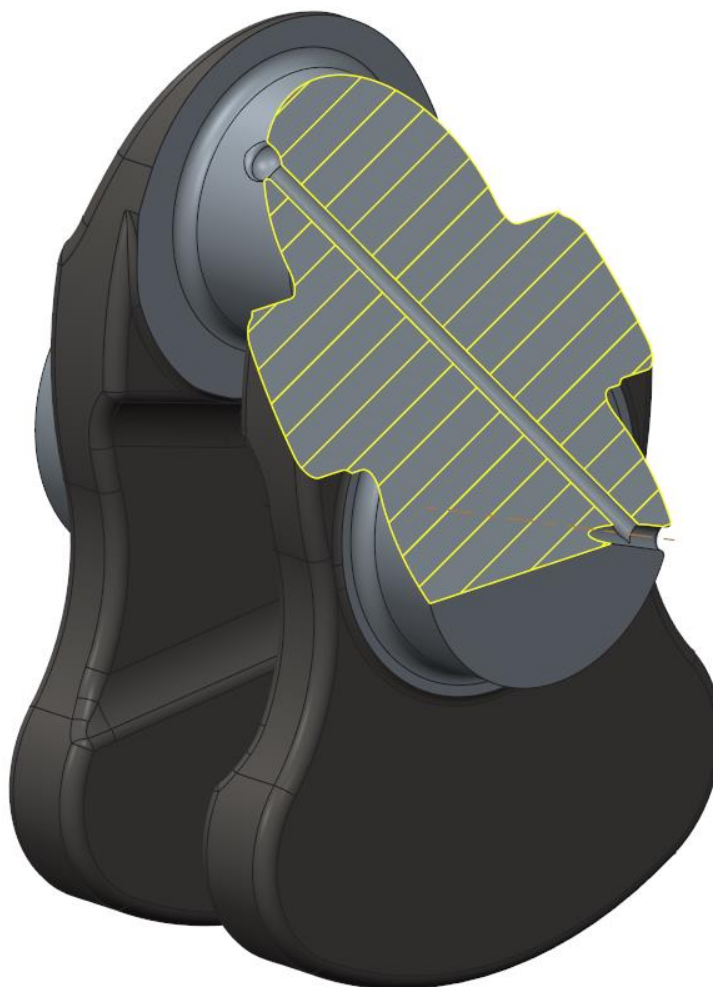
##### 4.4.1 MAZACÍ KANÁLY

Skrze hlavní čep, kolmo na jeho osu je vrtán krátký mazací kanál o  $\varnothing 7$  mm, zakončený zaoblením R2 hran vyústěný. Zaoblení lze vyrobít tvarovým vrtákem a jeho účel je snížení koncentrace napětí a rovnoměrnější proudění oleje v oblasti hrany vyústění kanálu.

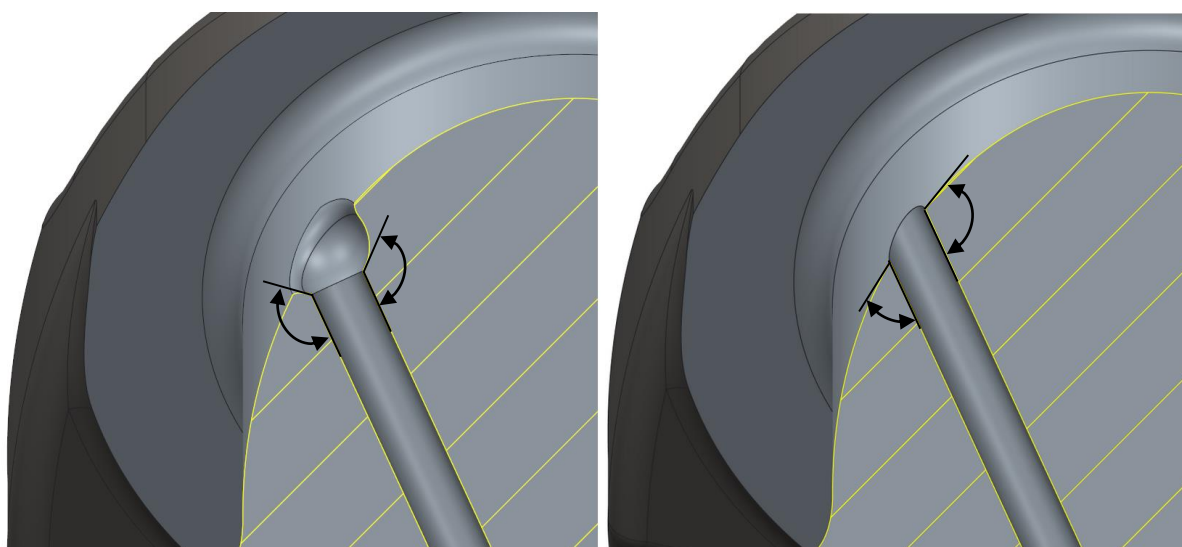


Obrázek 36 Mazací kanál v hlavním čepu a jeho vyústění

Olej k ojnicímu čepu je přiveden šikmým kanálem, též o  $\varnothing 7$  mm, vrtaným do ojnicího čepu. Na obrázku 36 lze vidět ústí tohoto kanálu v hlavním čepu. Pro usnadnění vrtání kanálu je v ojnicím čepu vyvrtán kulový vstup se zaoblením do plochy čepu. Kulový vstup snižuje opotřebení nástroje při vrtání kanálu, zaoblení do čepu snižuje koncentraci napětí. Lze očekávat přesunutí koncentrace napětí z povrchu čepu (v případě bez kulového vstupu) na dno kulového vstupu, tato deformace by však měla být nižší, vzhledem k většímu úhlu mezi plochami. Uvedená myšlenka je ilustrována obrázku 38.



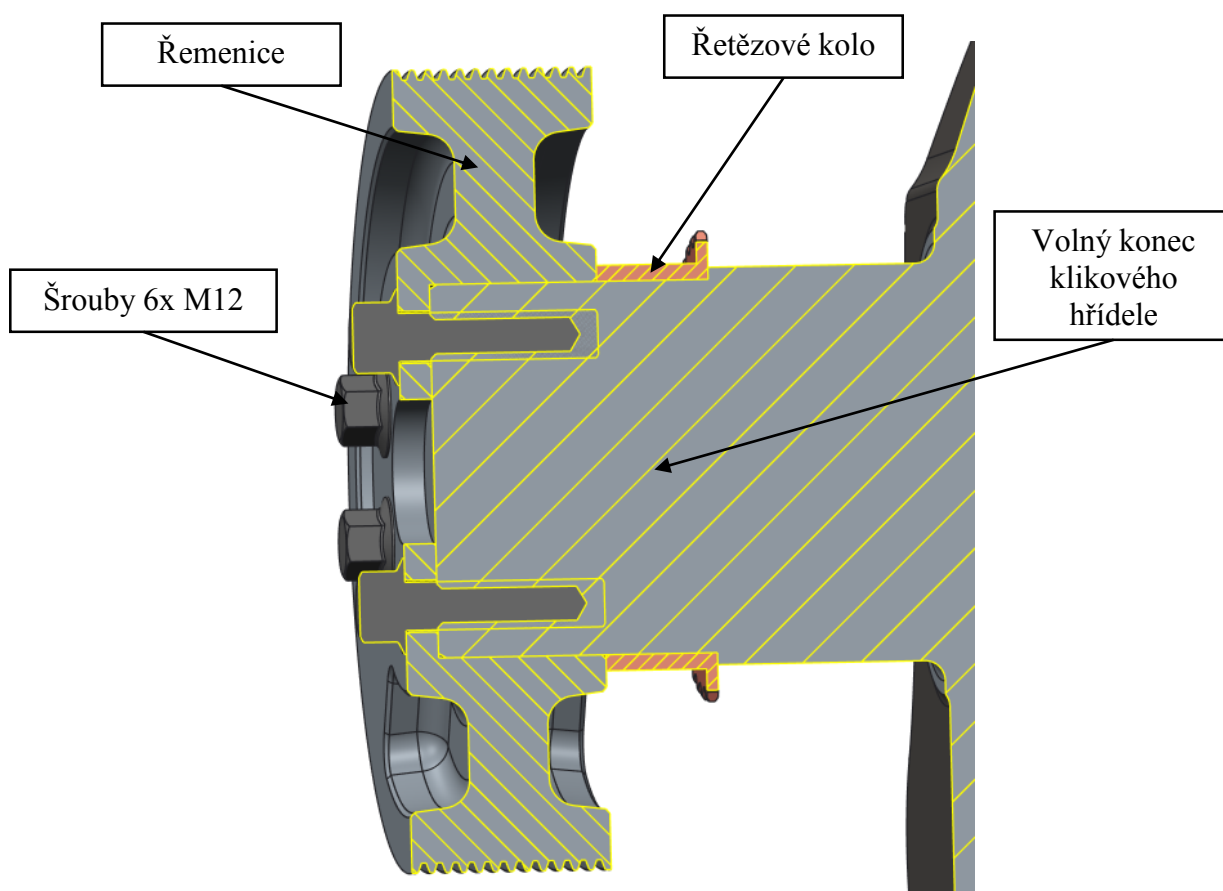
*Obrázek 37 Řez mazacím kanálem z ojničního do hlavního čepu*



*Obrázek 38 Rozdíl mezi kulovým a neopracovaným vstupem do mazacího kanálu*

#### 4.4.2 KONCE KLIKOVÉHO HŘÍDELE

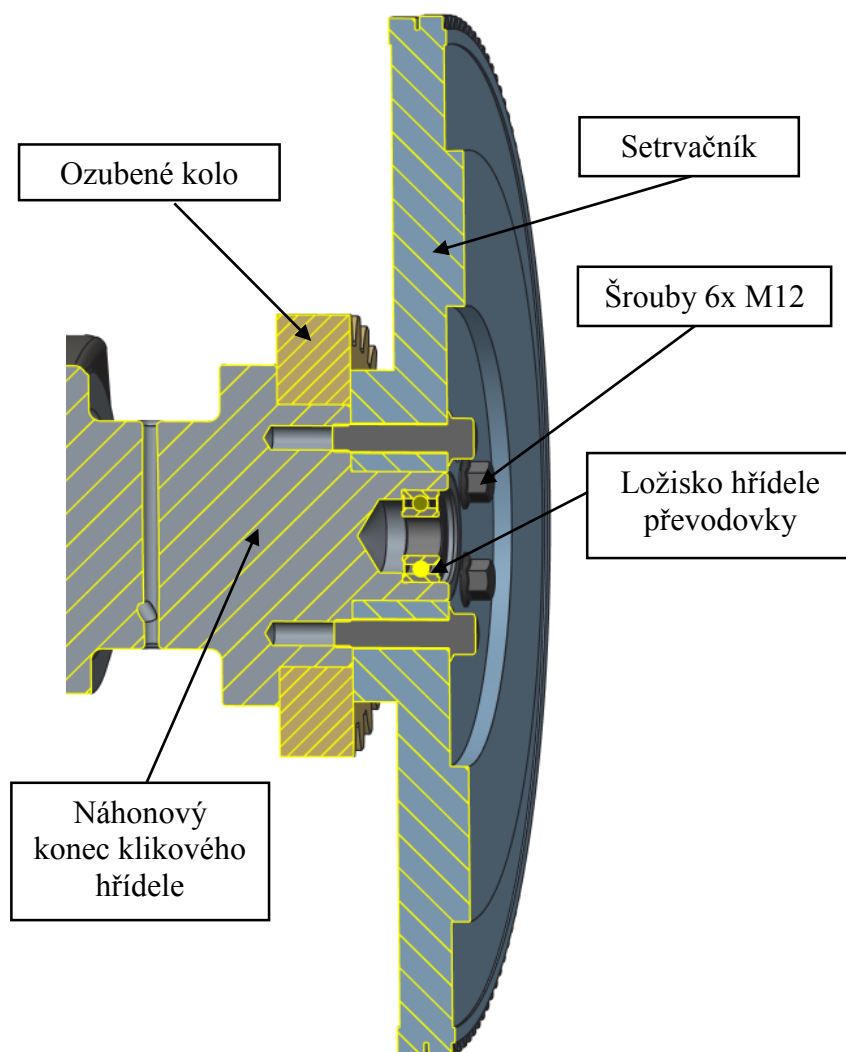
Hlavní rozměry<sup>2</sup> předního i náhonového konce byly určeny vedoucím práce a měly by být stejné pro všechny motory unifikované řady. Na **předním (volném) konci hřídele** je uložena řemenice pro pohon pomocných agregátů (např. alternátor, čerpadlo chladicí kapaliny) a řetězové kolo pro pohon olejového čerpadla. Řetězové kolo je nasunuto na hřídeli a sevřeno šrouby M12, které upevňují řemenici k hřídeli.



Obrázek 39 Volný konec klikového hřídele s osazeným příslušenstvím

**Zadní konec (náhonový)** je osazen ozubeným kolem pro pohon rozvodového mechanismu a setrvačником. V čelním otvoru je uloženo ložisko hřídele převodovky. Setrvačník je upevněn k hřídeli opět šrouby M12 a vystředěn kolíkem.

<sup>2</sup> Tyto rozměry lze odečíst z výkresové dokumentace – příloha 2.



Obrázek 40 Náhonový konec klikového hřídele

## 5 MODÁLNÍ ANALÝZA

Modální analýza je podružným oborem dynamiky, který popisuje kmitavé vlastnosti a chování konstrukcí či těles (dynamický systém, struktura) pomocí rozkladu složitého kmitavého procesu na dílčí (tzv. modální) příspěvky, kdy každý příspěvek je charakterizován **vlastní (modální) frekvencí, tvarem kmitu a faktorem modálního tlumení**. Princip tohoto rozkladu při matematickém modelování kmitavých pohybů spočívá v náhradě soustavy vázaných diferenciálních rovnic, soustavou rovnic izolovaně řešitelných. Tato operace je nazvána **modální transformace** [11].

Výše uvedené příspěvky jsou jednoduché harmonické pohyby nazvané **vlastní módy kmitání** a výsledný složitý kmitavý proces (tzv. odezva dynamického systému) je lineární kombinací těchto módů<sup>3</sup>. Tyto módy jsou určeny fyzikálními vlastnostmi dynamického systému – hmotností, tuhostí a tlumením a jejich prostorovým rozložením. Kompletní charakteristika odezvy systému nese název **modální data**, použitý matematický model lze nazvat **modálním modelem** [12], [11].

Matematický model spočívá v sestavení pohybových rovnic a dosazení fyzikálních vlastností soustavy ve formě parciálních diferenciálních rovnic. Získáme soustavu se spojitě rozloženými parametry a řešením získáme přesná modální data. Takto lze řešit pouze velmi jednoduché soustavy, proto je v praxi prováděna diskretizace vlastností, kdy jsou dané fyzikální vlastnosti zadány pouze v určitých bodech ve formě matic **hmotnosti, tuhosti a tlumení**. Matice jsou dosazeny do pohybových rovnic, které jsou pomocí modální transformace převedeny na problém vlastních čísel. Výsledkem jsou modální data systému s přesností danou diskretizací systému. Tento přístup umožňuje řešit složité soustavy a je využit především v MKP softwaru [12], [11].

Uvedený dynamický systém má být [11]:

- časově invariantní – jeho parametry se s časem nemění,
- lineární – při skládání účinků nezávisí na pořadí (princip superpozice),
- kauzální – nepohybuje se, dokud není vybuděn.

Hlavním důvodem řešení modální analýzy v této práci je skutečnost, že pokud je frekvence buzení shodná s frekvencí vlastní, dochází k rezonanci hřídele, neboli enormnímu rozkmitání a deformaci podle vlastního tvaru. Je tedy vhodné se rezonancím vyhnout nebo je v otáčkovém spektru vhodně „posunout“ a tím se vyvarovat namáhání, v extrémním případě havárii motoru.

### 5.1 VÝPOČET V SOFTWARE S VYUŽITÍM MKP

Získání modálních dat klikového hřídele bylo provedeno výpočtem v MKP softwaru Ansys 14.0, v uživatelsky přívětivém prostředí ANSYS Workbench. 3D model klikového hřídele byl pro potřeby výpočtu zjednodušen, byla odstraněna většina technologických radiusů a mazací kanály. Takto upravený model byl importován ve formátu .igs do prostředí Workbench.

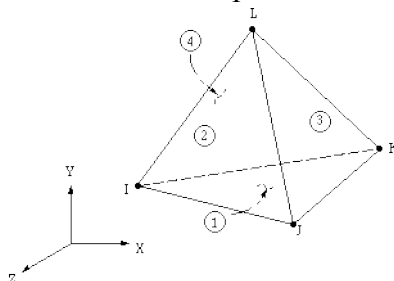
---

<sup>3</sup> Obdoba ke zpětné Fourierově transformaci řady periodických signálů



Fyzikální vlastnosti jmenované výše jsou definovány materiálovými vlastnostmi, pro ocel to jsou: modul pružnosti v tahu  $E = 210 \text{ GPa}$ , Poissonovo číslo  $\mu = 0,3$  a hustota  $\rho = 7\,850 \text{ kg/m}^3$ .

Výpočtová síť je tvořena prvky typu lineární čtyřstěn, díky jejichž tvaru je síť při dané topologické složitosti klikového hřídele dostatečně kvalitní a linearita prvků zajišťuje kratší výpočetní čas. Jemnost sítě je určena velikostí prvků 10 mm v celém objemu hřídele.



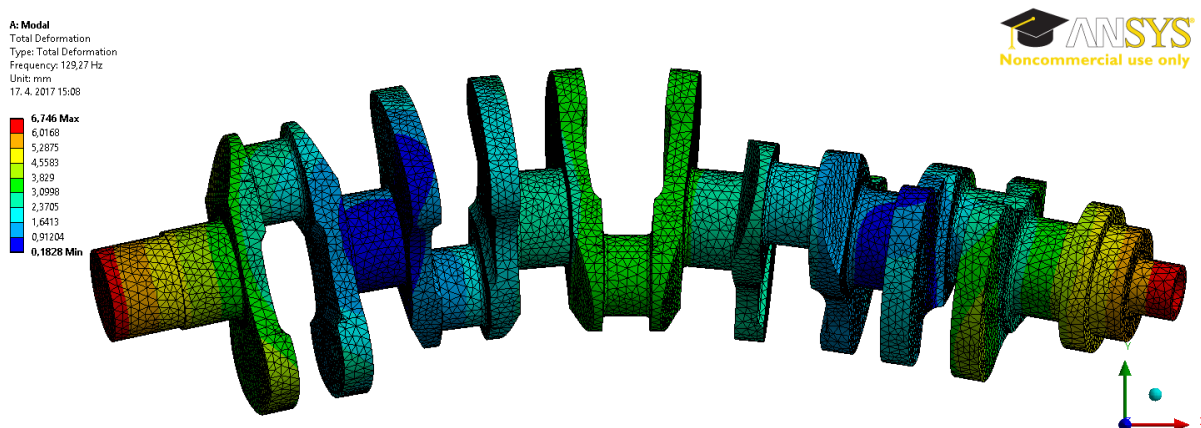
Obrázek 41 Prvek výpočtové sítě typu lineární čtyřstěn [19]

Bylo vypočteno 5 vlastních módů, jejich vlastní frekvence jsou uvedeny v následující tabulce. Prvních 6 módů ve výpisu softwaru je nulových (odpovídají 6 stupňům volnosti v prostoru) a nemají význam, je tedy uvedeno 5 prvních nenulových módů.

Tabulka 7 Vlastní frekvence příslušných vlastních módů kmitání klikového hřídele

Mód	Vlastní frekvence (Hz)
1.	129,27
2.	132,02
3.	288,65
4.	332,17
5.	362,74

Na následujících obrázcích jsou uvedeny vlastní tvary uvedených módů.

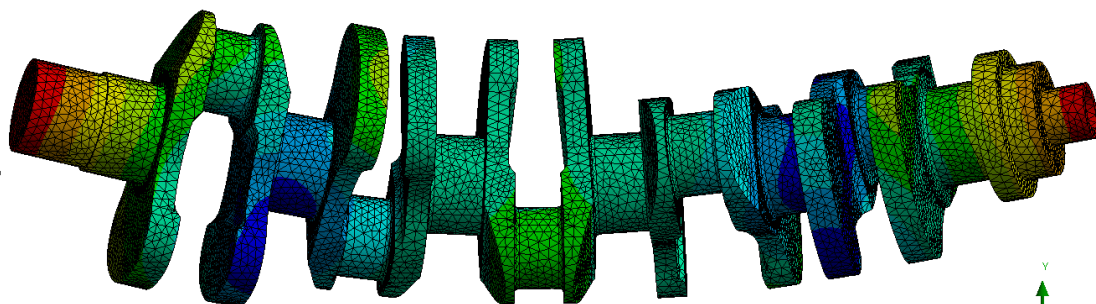


Obrázek 42 Vlastní tvar prvního módu kmitání



A: Modal  
Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Frequency: 132,02 Hz  
Unit: mm  
17. 4. 2017 15:09

6,9023 Max  
6,1514  
5,4005  
4,6496  
3,8986  
3,1477  
2,3968  
1,6459  
0,89494  
0,14401 Min

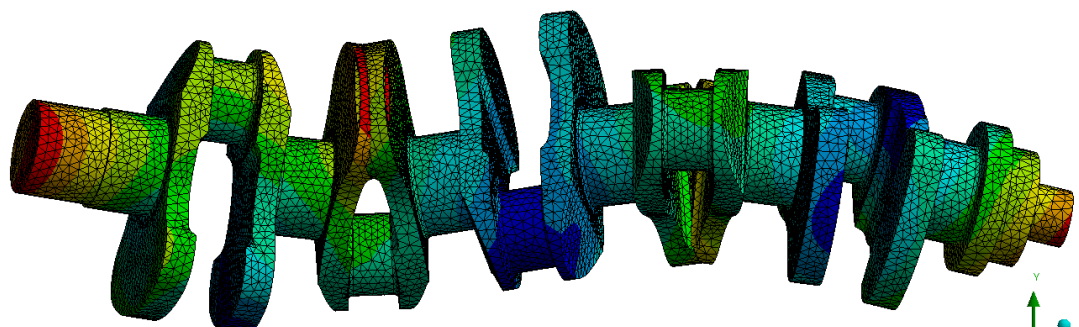


0,00 100,00 200,00 300,00 400,00 (mm)

Obrázek 43 Vlastní tvar druhého módu kmitání

A: Modal  
Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Frequency: 208,65 Hz  
Unit: mm  
17. 4. 2017 15:10

6,0847 Max  
5,4644  
4,844  
4,2237  
3,6033  
2,989  
2,3626  
1,7423  
1,1219  
0,50157 Min

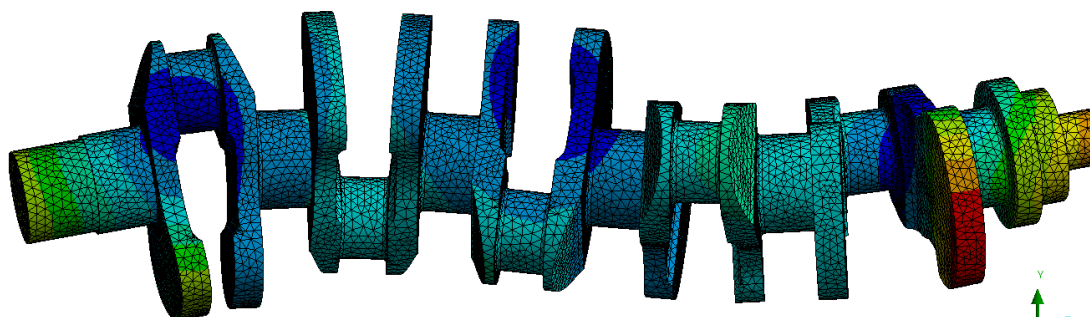


0,00 100,00 200,00 300,00 400,00 (mm)

Obrázek 45 Vlastní tvar třetího módu kmitání

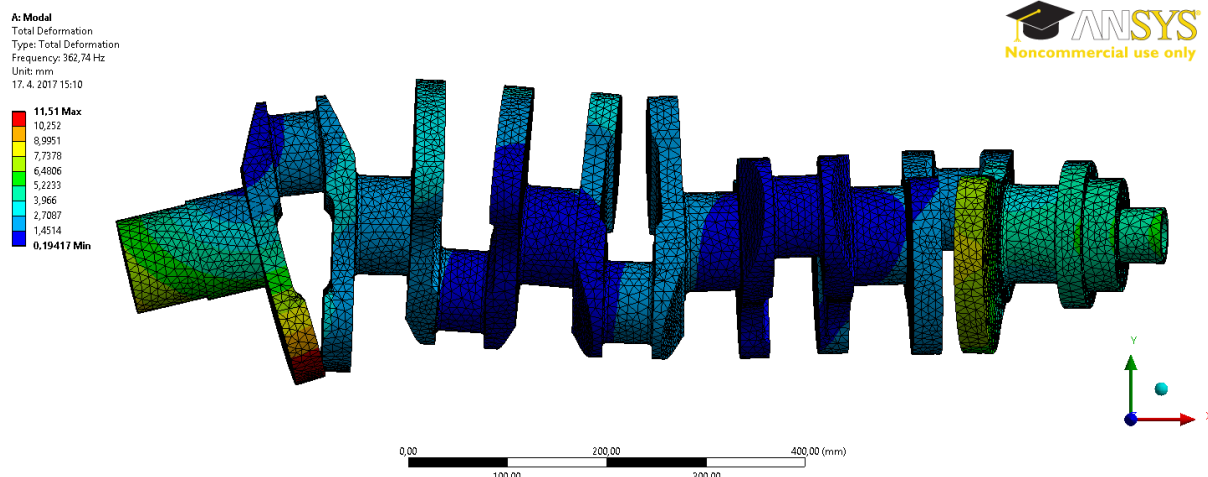
A: Modal  
Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Frequency: 332,17 Hz  
Unit: mm  
17. 4. 2017 15:10

8,9881 Max  
8,0491  
7,1101  
6,1711  
5,2321  
4,2931  
3,3541  
2,4151  
1,4762  
0,53716 Min



0,00 100,00 200,00 300,00 400,00 (mm)

Obrázek 44 Vlastní tvar čtvrtého módu kmitání



Obrázek 46 Vlastní tvar pátého módu kmitání

Tvary vlastních módů lze zařadit do těchto kategorií:

- ohybový tvar – kmitavé ohýbání hřídele,
- torzní tvar – kmitavé zkrucování hřídele,
- obecný tvar – obecný periodický kmitavý pohyb,

kteří se v nekonečné řadě vlastních módů různě střídají, dle fyzikálních vlastností a topologie součásti.

Uvedená analýza je spíše informativní a může posloužit jako porovnávací, pro věrohodnější podání vlastních módů je nutné osadit hřídel významným příslušenstvím (setrvačnick, řemenice), ojnicemi a pístními skupinami. Pro další zpřesnění výsledků je nutné hřídel upevnit do bloku motoru a správně simulovat i jeho uložení v kluzných ložiskách.

Výsledky modální analýzy lze prakticky využít při výpočtu s výpočetním přístupem využívajícím Craig-Bamptonovu redukci, který je uveden v [13], či k porovnání několika konstrukčních variant součásti, kdy konstruktér dostává povědomí o tom, zda rezonance daného návrhu nastane níže, či výše v otáčkovém spektru, než u návrhu jiného.

## 6 TORZNÍ KMITÁNÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Mechanické kmitání obecně vzniká periodicky proměnným silovým působením na pružné těleso nebo soustavu těles. V případě spalovacího motoru jsou silovým působením síla od tlaku plynů a síly setrvačné, a pružným tělesem je klikový hřídel s určitou tuhostí. Obecně lze říci, že čím delší a pružnější je klikový hřídel, tím je větší pravděpodobnost k jeho kmitání [8].

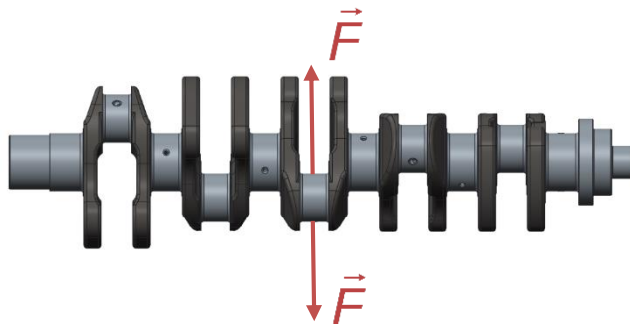
### 6.1 DRUHY KMITÁNÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

U víceválcových motorů dochází při provozu k těmto druhům kmitání klikového hřídele [8]:

- ohybovému kmitání
- torznímu (kroutivému) kmitání
- podélnému (osovému) kmitání.

#### 6.1.1 OHYBOVÉ KMITÁNÍ

Při ohybovém kmitání je hřídel periodicky ohýbán působením periodicky proměnných sil kolmo na osu hřídele. Tyto tzv. budící síly jsou především harmonické složky radiálních a tečných sil od tlaku plynů na klice hřídele a u patřičných konfigurací hřídele i nevyvážené setrvačné síly rotujících hmot. Pokud je frekvence některé z těchto harm. složek sil shodná s frekvencí vlastního ohybového kmitání, dojde k rezonanci s vlastním ohybovým tvarem. Frekvence vlastního ohybového kmitání je určena především vzdáleností mezi dvěma hlavními ložisky hřídele. Pokud je vzdálenost menší, klikový hřídel je tužší a vlastní frekvence je vyšší, čímž se lze vyhnout nebezpečí rezonance v provozních otáčkách motoru. Rovněž je vhodné dodržet určitou vůli v uložení hlavních ložisek, nadměrné vůle totiž snižují tuhost uložení a tím také klesá vlastní frekvence [4].



Obrázek 47 Schéma zatížení hřídele při ohybovém kmitání

### 6.1.2 PODÉLNÉ KMITÁNÍ

Tento typ je doprovázen ohybovým i torzním kmitáním a dochází k periodickému zkracování a prodlužování hřídele. Toto kmitání není natolik nebezpečné jako právě torzní a ohybové [4].



Obrázek 48 Schéma zatížení hřídele při podélném kmitání

### 6.1.3 TORZNÍ KMITÁNÍ

Torzní kmitání je u klikového hřídele nejnebezpečnějším druhem. Hřídel je při něm periodicky zkrucován a tento zkrut je superponován na statické zkroucení hřídele tečnými silami na klíce a na kývání hřídele dané nerovnoměrností chodu motoru. Toto kmitání je buzeno periodicky proměnným točivým momentem od tlaku plynů a od setrvačných sil. Pokud dojde ke shodě frekvence vlastního torzního kmitání s frekvencí některé harmonické složky budícího momentu, nastává rezonance a zkroucení hřídele je maximální. Tento stav je nežádoucí, při provozu se projevuje chvěním a hučením motoru a při delším setrvání v rezonanci může dojít až k únavovému lomu. Torzní kmitání se dále přenáší i na další součásti spojené s klikovým hřídelem, např. na rozvodový mechanismus, či vyvažovací jednotku [4], [8].

Pro analytický výpočet je předpokladem nahrazení modelu klikového hřídele zjednodušeným výpočetním modelem, tzv. náhradní torzní soustavou, která bude popsána v následující kapitole.

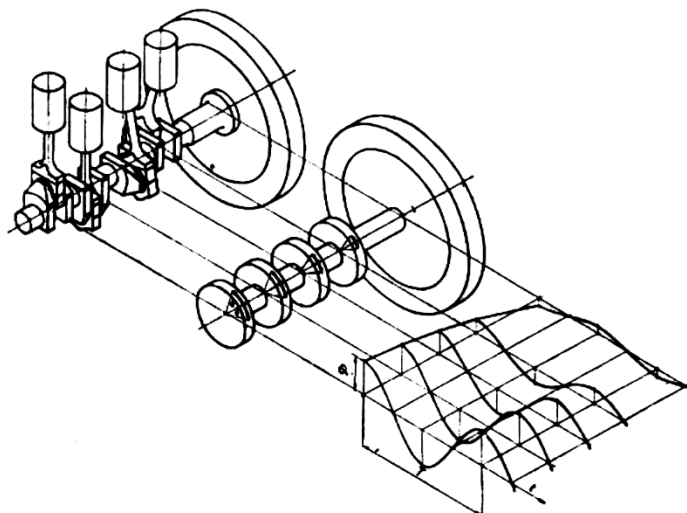


Obrázek 49 Schéma zatížení hřídele při torzním kmitání

## 6.2 NÁHRADNÍ TORZNÍ SOUSTAVA

Nahrazuje ve výpočtu torzního kmitání klikový hřídel a významné součásti klikového mechanismu s tím, že poskytuje výsledky o dostatečné přesnosti při radikálně zjednodušeném výpočtu v porovnání s CAD modelem. Koncepce náhradní soustavy je založena na **ekvivalenci pružnosti**, neboli že pružnost hřídele torzní soustavy je rovna pružnosti skutečného hřídele. Důsledkem je, že pokud oba hřídele zatížíme stejným točivým momentem, bude jejich zkroucení stejné. Tento princip vychází z **ekvivalence kinetické energie** skutečného klikového mechanismu (zde 3D CAD model) a náhradní soustavy. Kinetická energie posuvných částí je během otáčky proměnná (vlivem proměnné rychlosti pístu), čímž by byl výpočet neúměrně komplikován, a proto je energetická ekvivalence splněna pouze pro střední hodnotu za otáčku hřídele [8].

Konkrétní náhradní soustava je tvořena prizmatickým nehmotným hřídelem o průměru hlavního čepu s tuhostí proměnnou po úsecích a hmotnými kotouči s danými momenty setrvačnosti, které reprezentují zalomení, ojnice, pístní skupiny, popř. setrvačnick a převodová kola na klikovém hřídeli [8].



Obrázek 50 Původní klikový mechanismus a náhradní torzní soustava

### 6.2.1 REDUKCE HMOT

Představuje soustředění hmot rotačních i posuvných do jednoho kotouče, který splňuje pravidlo ekvivalence kinetické energie zmíněné výše. Tato redukce je analogií k redukci hmot při vyvažování, zde místo hmotností redukuje momenty setrvačnosti k ose hřídele. Uvažované hmoty jsou vztaženy nejčastěji na poloměr kliky [4].

#### REDUKCE ROTUJÍCÍCH HMOT

Redukovanou hmotnost rotující části klikového mechanismu pro jedno zalomení lze zjistit ze vztahu [4]:

$$m_{\text{rred}} = \frac{J_z}{r^2} + m_2, \quad (35)$$

kde  $J_z$  je moment setrvačnosti daného zalomení nebo části hřídele.

Momenty setrvačnosti jednotlivých zalomení, volného a náhonového konce hřídele byly zjištěny odměřením v softwaru PTC Creo 2.0.

#### REDUKCE POSUVNÝCH HMOT

Redukovaná hmotnost posuvných hmot je tvořena hmotností pístní skupiny a posuvné části ojnice a lze ji vypočítat dle vztahu [4]:

$$m_{\text{pred}} = \left( \frac{1}{2} + \frac{\lambda^2}{8} \right) (m_1 + m_{\text{psk}}). \quad (36)$$

Konkrétně, vztah (36) udává střední hodnotu hmotnosti redukované hmoty, jelikož její proměnnost je při výpočtu zanedbána [4].

### MOMENT SETRVAČNOSTI NÁHRADNÍHO KOTOUČE PRO ZALOMENÍ

Je dán součtem redukovaných posuvných a rotujících hmot vztažených k ojnicnímu čepu a lze jej vypočítat dle vztahu [4]:

$$J_{red}^{zal} = (m_{red} + m_{pred}) r^2. \quad (37)$$

Vlivem rozdílného tvaru prvního a posledního zalomení jsou i příslušné momenty setrvačnosti odlišné, zbylé tři mají moment setrvačnosti stejný, viz tabulka.

### MOMENT SETRVAČNOSTI NÁHRADNÍCH KOTOUČŮ PRO KONCE HŘÍDELE

Moment setrvačnosti pro volný konec je pouhým součtem momentu setrvačnosti konce hřídele a řemenice.

Náhonový konec je tvořen dvěma kotouči, kotoučem č.6, který je tvořen ozubeným kolem a částí hřídele pod ním, a kotoučem č.7, jež je tvořen setrvačníkem a částí hřídele pod ním. Konfiguraci hmotných kotoučů náhradního torzního modelu ilustruje obrázek 51.

## 6.2.2 REDUKCE DÉLEK

Tímto výpočtem jsou stanoveny vzdálenosti mezi jednotlivými hmotnými kotouči umístěnými na prizmatickém hřídeli. Výpočet respektuje ekvivalenci pružnosti zmíněnou v úvodu kapitoly 6.2. Na doporučení vedoucího diplomové práce bylo k výpočtu využito vztahů dle Ker-Wilsona z literatury [4].

### REDUKOVANÁ DÉLKA ZALOMENÍ

Je vypočtena ze základních rozměrů vývažku, ojnicního a hlavního čepu. Vzdálenost mezi dvěma kotouči, které reprezentují hmoty zalomení lze vypočítat dle vztahu [4]:

$$l_{red\_zal} = l_h + 0,4D_h + \left[ r - 0,2(D_h + D_o) \right] \frac{D_h^4}{hb_v^3} + (l_o + 0,4D_h) \frac{D_h^4}{D_o^4}, \quad (38)$$

kde  $l_o$  je délka hlavního čepu,

$D_h$  je průměr hlavního čepu,

$D_o$  je průměr ojnicního čepu,

$h$  je tloušťka vývažku,

$b_v$  je šířka vývažku v ose hlavního čepu,

$l_o$  je délka ojnicního čepu.

Jelikož působením točivého momentu dochází ke krutu ojnicních i hlavních čepů, k ohybu a krutu ramen klikového hřídele, je tento výpočet spíše přibližný. Toto je způsobeno skutečností, že dané rovnice byly stanoveny pro určitý typ hřídele a tak plně nevystihují rozličné možnosti geometrie hřídelů dnešních motorů [8].

Přesné hodnoty redukovaných délek lze zjistit např. dynamickým, či statickým měřením na vyrobeném hřídeli nebo z torziografu<sup>4</sup> daného motoru [4].

### REDUKOVANÁ DÉLKA VOLNÉHO KONCE

Je definována vztahem [4]:

$$l_{red} = (l_{11} + \xi_1 d_{11}) \frac{D_{red}^4}{d_{11}^4} + (l_{12} - \xi_1 d_{11}) \frac{D_{red}^4}{d_{12}^4}, \quad (39)$$

kde  $l_{11}$  je vzdálenost těžiště řemenice k hraně 1. osazení volného konce,

$\xi_1$  je empirický součinitel vyjadřující zkroucení ramen hřídele,

$d_{11}$  je průměr 1. osazení volného konce zleva,

$D_{red}$  je průměr hlavního čepu (na tento je redukováno),

$l_{12}$  je vzdálenost od hrany osazení do půlky levého hlavního čepu,

$d_{12}$  je průměr 2. osazení volného konce zleva.

Uvedený empirický součinitel je závislý na poměru sousedících průměrů čepů a je tabelizován v literatuře [4]. Pro zpřesnění výsledků byla provedena jeho interpolace pro konkrétní průměry čepů.

### REDUKOVANÁ DÉLKA NÁHONOVÉHO KONCE

Byla vypočtena pomocí rovnice (39) s dosazením délek a průměrů náhonového konce, detailněji v příloze.

### 6.2.3 TUHOST PRIZMATICKÉHO HŘÍDELE

S využitím vypočtených momentů setrvačnosti náhradních kotoučů a redukovaných délek lze stanovit tuhosti jednotlivých úseků prizmatického hřídele dle vztahu [8]:

$$C = \frac{G I_p}{l_{red}}, \quad (40)$$

<sup>4</sup> Torziograf – přístroj, který zaznamenává úhlové výchylky hřídele v reálném čase



kde  $G$  je modul pružnosti ve smyku dané oceli,

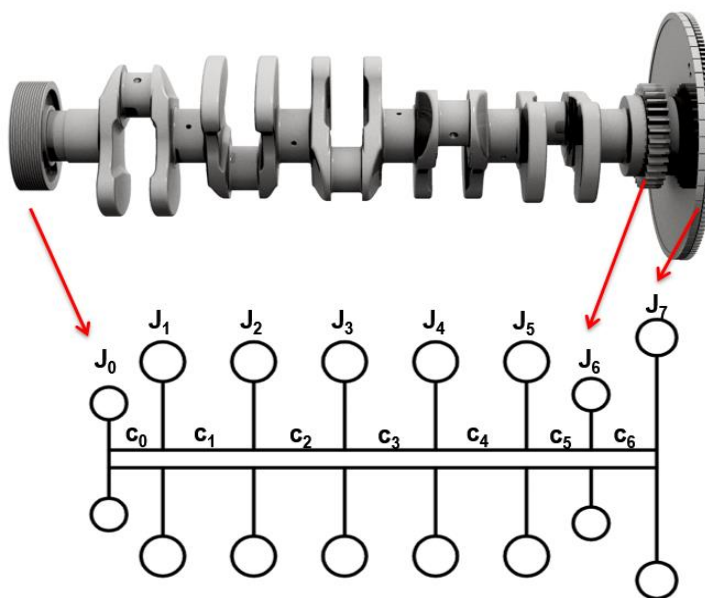
$I_p$  je polární moment průřezu v krutu,

$l_{red}$  je redukovaná délka příslušné části hřídele.

Polární moment průřezu v krutu pro kruhový průřez je definován:

$$I_p = \frac{\pi D^4}{32} . \quad (41)$$

Tuhosti úseků náhradního hřídele, jakož i jedny z hlavních charakteristik, jsou využity ve výpočtu volného torzního kmitání. Kompletní výpočty náhradní torzní soustavy jsou uvedeny v příloze.



Obrázek 51 Konfigurace náhradního torzního modelu

Tabulka 8 Momenty setrvačnosti náhradního torzního modelu

Momenty setrvačnosti náhradních kotoučů ( $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ )							
$J_0$	$J_1$	$J_2$	$J_3$	$J_4$	$J_5$	$J_6$	$J_7$
0,049 6	0,171 8	0,171 8	0,171 8	0,171 8	0,172 2	0,036 7	3,12

Tabulka 9 Tuhosti náhradního torzního modelu

Tuhosti úseků prizmatického hřídele ( $\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1} \cdot 10^6$ )						
$C_0$	$C_1$	$C_2$	$C_3$	$C_4$	$C_5$	$C_6$
2,953 2	2,408 6	2,408 6	2,408 6	2,408 6	3,713	2,062 5

### 6.3 VLASTNÍ TORZNÍ KMITÁNÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Vlastní (volné) kmitání je harmonický pohyb, který je vyvolán vnějším zátěžným impulzem a dále se udržuje bez vnějšího působení. Lze říci, že v soustavě bez tlumení by kmitání trvalo nekonečně dlouho. Toto však u klikového hřídele nenastává a vlivem pasivních odporů je vlastní kmitání rychle utlumené. Vlastní torzní kmitání klikového hřídele lze ilustrovat následovně: pokud by byl hřídel uchopen za konce a nakroucen v opačných směrech a následně uvolněn, bude vykonávat kmitavý zkružný pohyb. Ihned po uvolnění bude zkroucení celého hřídele největší (dosáhne amplitudy), proměnné po jeho délce. Největší zkroucení po délce nastane na méně hmotném volném konci, od něj postupně klesá, nejmenší pak na velmi hmotném setrvačnicku, přičemž výchylky volného konce a setrvačnicku mají opačný smysl. Existuje tedy místo na hřídeli, které vůbec nekmitá, tzv. **vibrační uzel**. Tento je zpravidla blíže větší hmotě, tj. setrvačnicku. Výchylky mají určitou frekvenci a velikost, důležitá je zejména maximální velikost (amplituda). Absolutní velikost výchylek je závislá na velikosti počátečního impulzu, jejich poměrná velikost však respektuje daný tvar kmitání. K výpočtu se využívá poměrné amplitudy vzhledem k volnému konci, kde je rovna jedné. Spojením hodnot poměrných amplitud pro hmoty torzního modelu hřídele vzniká **výkmitová čára**, která definuje tvar vlastního kmitání. Kmitání s jedním vibračním uzlem je nazváno **jednouzlové** (nebo 1. stupně) a obecně existuje  $n-1$  stupňů kmitání pro soustavu s  $n$  hmotnými kotouči. Ve výpočtu kmitání hřídelů vozidlových motorů je však důležitý 1., maximálně 2. stupeň, jelikož frekvence vyšších stupňů jsou tak vysoké, že nezasahují do provozních otáček motoru [4].

#### 6.3.1 VÝPOČET VLASTNÍHO TORZNÍHO KMITÁNÍ

Jak bylo uvedeno výše, vlastní torzní kmitání je kmitavý pohyb bez tlumení. Mechanické kmitání lze popsat v rámci klasické mechaniky pomocí Lagrangeova diferenciálního přístupu, konkrétně Lagrangeovými pohybovými rovnicemi II. druhu pro hlavní zobecněné souřadnice. Pohybová rovnice v maticovém popisu kmitání je ve tvaru [13]:

$$\mathbf{M} \frac{d^2 \mathbf{q}}{dt^2} + \mathbf{K} \frac{d\mathbf{q}}{dt} + \mathbf{C}\mathbf{q} = \mathbf{Q}, \quad (42)$$

kde  $\mathbf{M}$  je matice hmotností,

$\mathbf{K}$  je matice tlumení,

$\mathbf{C}$  je matice tuhosti,

$\mathbf{Q}$  je matice vnějšího zatížení,

$\mathbf{q}$  je vektor zobecněných souřadnic (zde výchylek),

$t$  je čas.

Jelikož jde o pohyb netlumený bez vnějšího silového působení, rovnice dostává tvar [13]:

$$\mathbf{M} \frac{d^2 \mathbf{q}}{dt^2} + \mathbf{C}\mathbf{q} = \mathbf{0}, \quad (43)$$

s řešením [13]:

$$\mathbf{q} = \mathbf{a} e^{j\Omega t}, \quad (44)$$

kde  $\mathbf{a}$  je vektor amplitud,

$\Omega$  je vlastní úhlová frekvence.

Po dalších úpravách získáme rovnici [13]:

$$(\mathbf{C} - \Omega^2 \mathbf{M})\mathbf{a} = \mathbf{0}, \quad (45)$$

kteou je výhodné převést na tzv. problém vlastních čísel do tvaru [13]:

$$(\mathbf{A} - \lambda_{vl} \mathbf{I})\mathbf{a} = \mathbf{0}, \quad (46)$$

kde  $\mathbf{A}$  je čtvercová matice,

$\mathbf{I}$  je jednotková matice,

$\lambda_{vl}$  je vlastní číslo matice, a platí [13]:

$$\lambda_{vl} = \Omega^2, \quad (47)$$

$$\mathbf{A} = \mathbf{M}^{-1}\mathbf{C}. \quad (48)$$

Z výše uvedeného je zřejmé, že vlastní frekvence systému jsou druhou odmocninou vlastních čísel matice  $\mathbf{A}$ , vlastní tvary jsou pak definovány vlastními vektory této matice [13].

Výše uvedený výpočet vyžaduje operace s maticemi o velikosti rovné až počtu kotoučů náhradního modelu. To lze provést např. ve výpočetním softwaru Mathcad, v případě této práce však byla užita metoda, která bude popsána v následujícím odstavci.

### HOLZEROVA ITERAČNÍ METODA

Uvažujeme vícehmotnou torzní soustavu, jejíž poměrnou amplitudu lze vyjádřit [8]:

$$a_{i+1} = a_i - \frac{1}{C_i} \sum_{j=1}^i \Omega^2 J_j a_j, \quad (49)$$

kde  $a_i$  je poměrná amplituda,

$\Omega$  je vlastní úhlová rychlost,

$J_i$  je moment setrvačnosti  $i$ -tého kotouče torzního modelu.

Podmínkou řešení je, že soustava hmot musí být v rovnováze, tj. že součet momentů, které uvádějí hmoty do pohybu je roven nule [13]:

$$\sum_{j=1}^n \Omega^2 J_j a_j = 0, \quad (50)$$

kde  $n$  je počet kotoučů torzního modelu.

Postup výpočtu je následující: odhadneme vlastní frekvenci, kterou dosadíme do rovnice (49). Volíme  $a_1 = 1$ , jelikož to je poměrná amplituda výchylky řemenice, a ta je největší. Vypočteme další amplitudy a dosadíme je do rovnice (50). Pokud by odhadnutá frekvence odpovídala vlastní frekvenci soustavy, platí rovnice (50) beze zbytku. Toto však není pravděpodobné a nejspíše frekvence nebude odhadnuta přesně, což se projeví zůstatkem nějakého zbytkového zrychlujícího momentu  $\Delta M$ , jehož velikost je měřítkem přesnosti výpočtu vl. frekvence. Pokud je zbytkový moment velký, je zvolena další  $\Omega$  a výpočet se opakuje. Určení dalších  $\Omega$  lze provést např. numerickou metodou půlení intervalu, kdy většinou postačují 3 – 4 výpočetní kroky. Hlavní výhodou oproti výpočtu pomocí problému vlastních čísel je vysoká úspora strojního času a to hlavně pro systémy s velkým počtem hmot [13], [8].

Pro účely této práce byl vedoucím práce poskytnut program, který využívá právě Holzerovy metody.

```
>> N A T U R A L   F R E Q U E N C Y   C A L C U L A T I O N   <<
*****

Ukazka vstupnich dat pro vypocet vlastnich frekvenci

MOMENTS of INERTIA  [kg*m**2]

J1:  0.049600   J2:  0.171800   J3:  0.171800   J4:  0.171800
J5:  0.171800   J6:  0.172200   J7:  0.036700   J8:  3.120000

TORSIONAL STIFFNESSES  [N*m/rad]

C1: 2953200.0   C2: 2408600.0   C3: 2408600.0   C4: 2408600.0
C5: 2408600.0   C6: 3713000.0   C7: 2062500.0   C

1. NATURAL FREQUENCY [rad/s]:  1004.18   ( => N1 =  9589.2 1/min )

RELATIVE AMPLITUDES:

A1:  1.00000
A2:  0.98306
A3:  0.89159
A4:  0.73599
A5:  0.52745
A6:  0.28098
A7:  0.10795
A8: -0.20547
```

*Obrázek 52 Ukázka výstupu programu HOLZER*

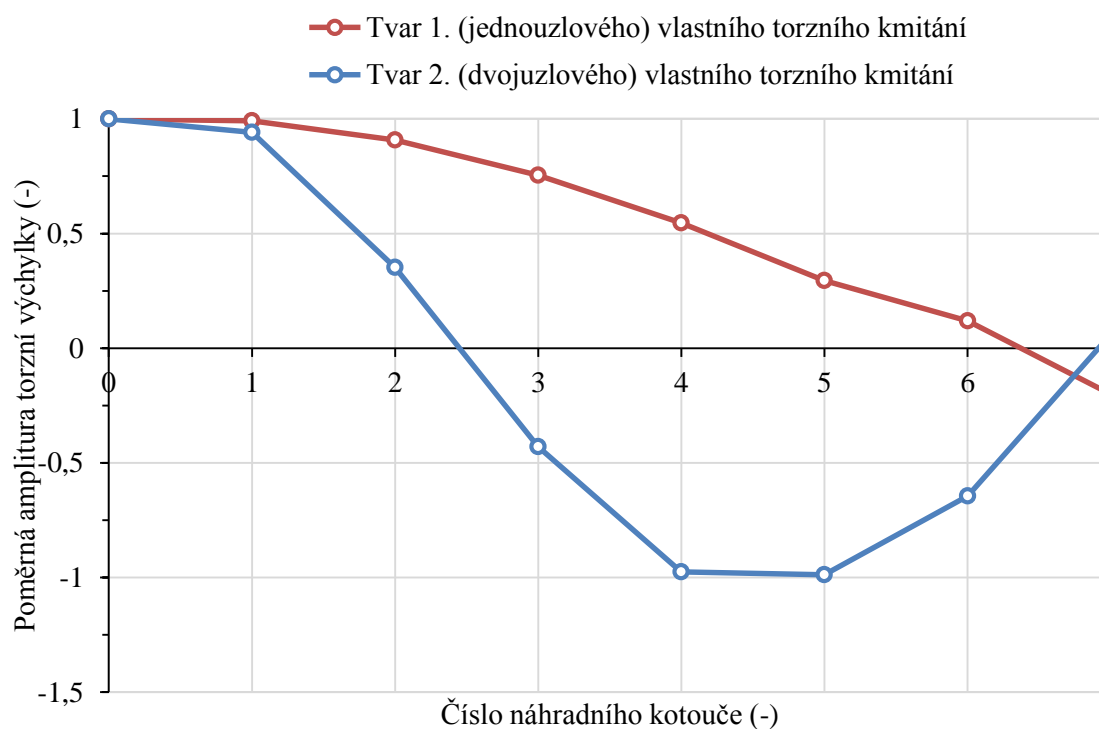
Vstupními parametry programu jsou:

- počet hmotných kotoučů,
- počet vlastních frekvencí torzního kmitání, které chceme vypočíst,
- momenty setrvačnosti hmotných kotoučů,
- torzní tuhosti úseků prizmatického hřídele.

Z těchto parametrů vypočtené výstupy:

- dané vlastní frekvence a příslušné otáčky,
- vlastní tvary kmitání.

Konkrétní hodnoty jsou na obrázku 53 a v Tabulka 10.



Obrázek 53 Tvary vlastních torzních kmitů hřídele

Tabulka 10 Vlastní frekvence torzních kmitů hřídele

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
Vlastní frekvence 1. vlastního kmitání	$\Omega_1$	159,82	Hz
Vlastní frekvence 2. vlastního kmitání	$\Omega_2$	430,91	Hz
Otáčková frekvence 1. vlastního kmitání	$N_1$	9 589,2	$\text{min}^{-1}$
Otáčková frekvence 2. vlastního kmitání	$N_2$	25 854,8	$\text{min}^{-1}$

## 6.4 VYNUCENÉ TORZNÍ KMITÁNÍ

Jelikož vlastní torzní kmitání vlivem pasivních a dalších odporů po krátkém čase ustává, lze říci, že není nebezpečné. Vlivem působení proměnného točivého momentu však vzniká tzv. vynucené kmitání, které samo nezaniká a je tedy nutné se mu vyhnout nebo jej dostatečně potlačit. Při působení vydatného vynuceného kmitání může dojít až k únavovému lomu hřídele [4].

### 6.4.1 HARMONICKÁ ANALÝZA TOČIVÉHO MOMENTU

Jelikož je budící točivý moment periodicky proměnný, lze jeho průběh rozložit na dílčí sinusové momenty, tzv. harmonické složky. Tyto složky jsou vůči sobě posunuty o určitý fázový posun a dle počtu period za otáčku klikového hřídele dané složky rozeznáváme její řád  $\kappa$ . Pro čtyřdobý motor jsou řády dány násobkem čísla  $\frac{1}{2}$  [4]:

$$\kappa = \frac{1}{2}x, \quad x = 1, 2, 3, \dots \quad (51)$$

Každá takováto harmonická složka momentu budí nezávisle na ostatních složkách vynucené kmitání hřídele o stejné frekvenci, jako má harmonický průběh této složky. Frekvence dané složky lze vypočítat jako  $n \cdot \kappa$ , kde  $n$  jsou otáčky hřídele. Složky vyšších řádů mají tedy vyšší frekvenci, ale nižší amplitudu. Má tedy smysl počítat se složkami do určitého řádu (10. – 12. řádu) amplitudy vyšších řádů jsou velmi malé. Významné jsou tzv. **hlavní řády** harmonických složek, neboli ty, které mají shodnou fázi pro daný motor [4]. Pro řadový čtyřdobý motor jsou hlavní složky celým násobkem poloviny počtu válců:

$$\kappa_h = \frac{i_v}{2}x \quad (52)$$

Pro řešený pětiválec jsou to  $\kappa_h = 2, 5; 5; 7, 5; 10, \dots$

Vyjádření amplitudy jedné harmonické složky budícího momentu jako Fourierovy řady v komplexním oboru odpovídá rovnici [9]:

$$M_{t_k} = \frac{2}{n} \sum_{i=0}^{n-1} M_{t_i} e^{j\left(2\pi k \frac{i}{n}\right)}, \quad n = 720, \quad k = 2\kappa, \quad (53)$$

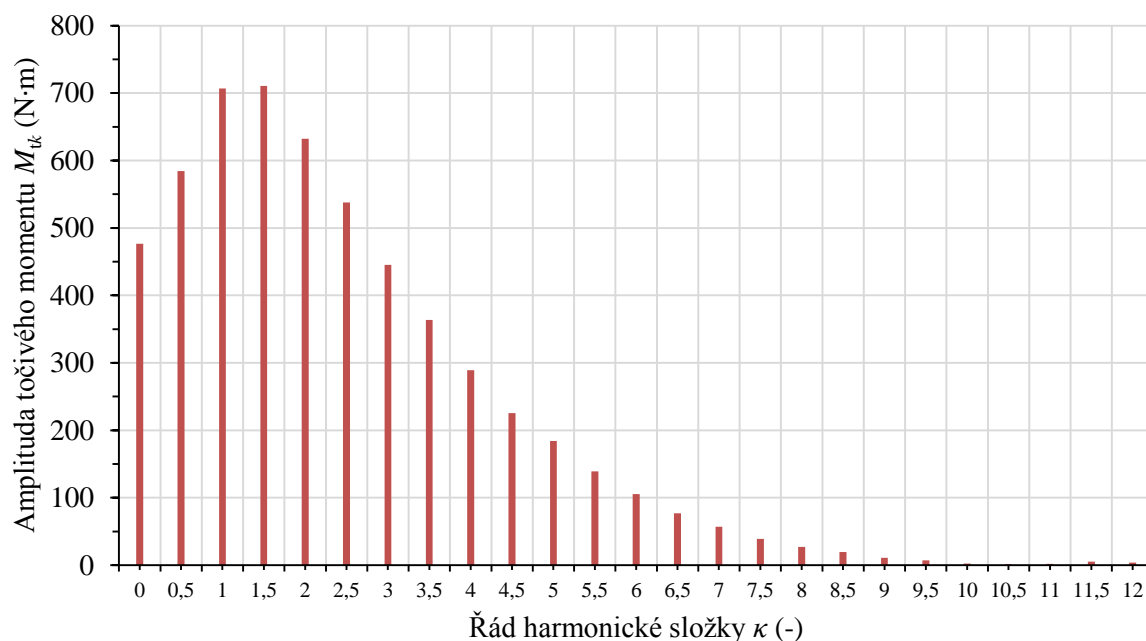
kde:  $n$  je počet vzorků (po jednom úhlovém stupni) v periodě budícího momentu,

$M_{t_i}$  je budící moment v  $i$ -tém stupni natočení klikového hřídele,

$j$  je imaginární jednotka.

Složkou  $\kappa = 0$  je **střední hodnota točivého momentu**, která koná užitečnou práci, další složky jsou jalové, tzn., že nekonají užitečnou práci, ale právě vzbuzují nebezpečné torzní kmity [4].

V analytickém výpočtu pro řešený pětiválec bylo zjištěno prvních 24 řádů (do 12. řádu).



Obrázek 54 Amplitudy harmonických složek budícího momentu

#### 6.4.2 KRITICKÉ OTÁČKY

Jak bylo zmíněno výše, harmonické složky nezávisle na ostatních budí vynucené kmitání. Pokud harmonická složka budí vynucené kmitání o frekvenci souhlasné s vlastní frekvencí, dochází k rezonanci. Při otáčkách motoru  $n$  budí harmonická složka kmitání o frekvenci  $\kappa \cdot n$ . Existuje tedy řada rezonančních otáček pro jednouzlové kmitání dle vztahu [4]:

$$n_{rez1} = \frac{N_1}{\kappa}, \quad (54)$$

a pro dvojuzlové [4]:

$$n_{rez2} = \frac{N_2}{\kappa}. \quad (55)$$

Nebezpečné otáčky jsou jen některé, závisí na řádu harmonické složky a vydatnosti dané rezonance. Navíc do pracovního rozsahu otáček motoru ( $800 - 2\,200 \text{ min}^{-1}$ ) zasahují jen otáčky vyšších harm. složek. Z pravidla bývají nebezpečné ty otáčky, které zasahují do pracovního rozsahu otáček a vzbuzená rezonance je od některé harmonické složky hlavního řádu.



Tabulka 11 Kritické otáčky vynuceného torzního kmitání

Řád harmonické složky $\kappa$ (-)	Kritické otáčky 1. vlastního kmitání $n_{rez1}$ ( $\text{min}^{-1}$ )	Kritické otáčky 2. vlastního kmitání $n_{rez2}$ ( $\text{min}^{-1}$ )
0,5	19 178	51 710
1	9 590	25 855
1,5	6 393	17 237
2	4 795	12 927
2,5	3 835	10 342
3	3 196	8 618
3,5	2 740	7 387
4	2 397	6 464
4,5	2 131	5 746
5	1 918	5 171
5,5	1 743	4 701
6	1 598	4 309
6,5	1 475	3 978
7	1 370	3 694
7,5	1 279	3 447
8	1 199	3 232
8,5	1 128	3 042
9	1 065	2 873
9,5	1 009	2 722
10	959	2 585
10,5	913	2 462
11	872	2 350
11,5	833	2 248
12	799	2 155

Jako nebezpečné lze označit otáčky odpovídající rezonancím řádu 4,5 a výše, jelikož vstupují do provozního rozsahu otáček, konkrétně lze odhadnout největší rezonanci pro 5. řád, protože je to řád hlavní. Pro 2. vlastní frekvenci zasahuje do provozních otáček 12. řád, jeho vydatnost ale bude velmi malá, lze jej tedy zanedbat.

### 6.4.3 VYDATNOST REZONANCÍ

Při rezonanci platí, že tvar výkmitové čáry je přibližně stejný jako při vlastním torzním kmitání. Výchylky v rezonanci (nakroucení hřídele) jednotlivých hmot torzní soustavy lze určit z podmínky, že práce harmonických složek momentu na jednotlivých klikách je rovna práci tlumících odporů. Jelikož dosud neznáme skutečné amplitudy torzních vychylek, užijeme ve výpočtu poměrných amplitud. Vydatnost rezonancí lze vypočítat ze vztahu [4]:

$$\varepsilon_1 = \sqrt{\left[ \sum_{i=0}^{i_1-1} a_{i+1} \sin(\kappa_1 \theta_i) \right]^2 + \left[ \sum_{i=0}^{i_1-1} a_{i+1} \cos(\kappa_1 \theta_i) \right]^2}, \quad (56)$$

kde  $\varepsilon_1$  je vydatnost pro řady  $\kappa = 0,5 + 2,5x$ ,  $x = 1, 2, 3, \dots$ , konkrétně zde pro  $\kappa = 0,5; 3; 5,5; 8$

$a_{i+1}$  jsou poměrné amplitudy vychylek hmot, které reprezentují válce motoru,

$\kappa_1 = 0,5$ , je harmonický řád 0,5,

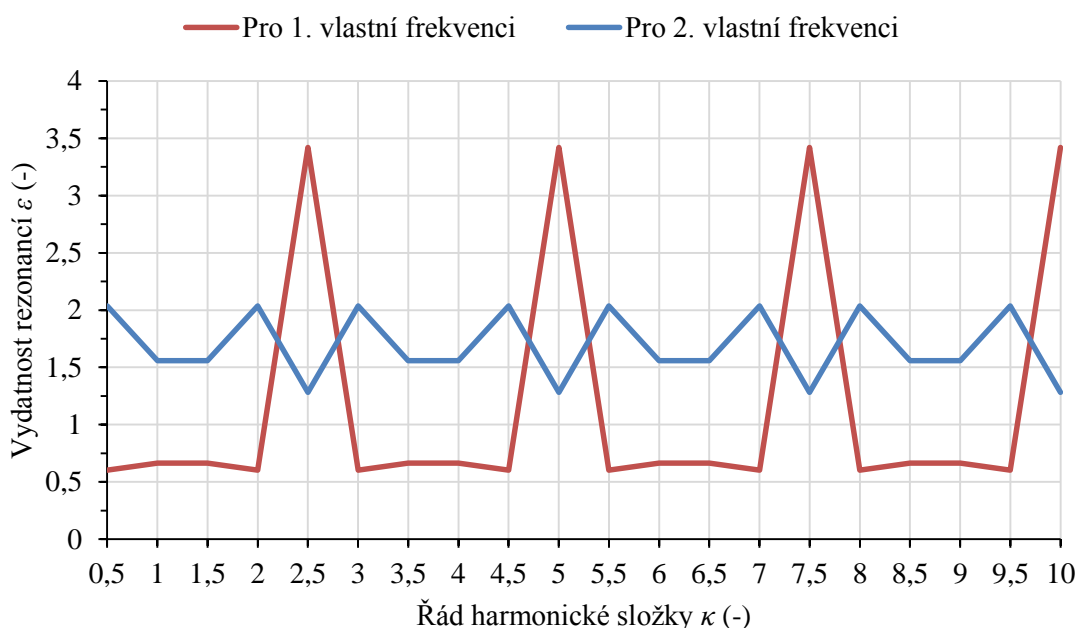
$\theta_i$  jsou úhlová rozpětí pro zážeh daného válce, uspořádána dle pořadí zážehů, konkrétně při pořadí zážehů 1-2-4-5-3 jsou úhly  $\theta$  dány násobky  $144^\circ$ , jejich vektor vypadá následovně:

$$\theta = \begin{pmatrix} 0^\circ \\ 144^\circ \\ 432^\circ \\ 576^\circ \\ 288^\circ \end{pmatrix}. \quad (57)$$

Obdobným výpočtem zjistíme vydatnosti rezonancí pro  $\kappa = 1; 3,5; 6; 8,5$ , jedinou změnou v rovnici 56 je  $\kappa_2 = 1$ , místo  $\kappa_1 = 0,5$ . Celkem z 5 rovnic tedy tímto postupem získáme vydatnosti až do 10. řádu harmonické složky. Obdobným způsobem je výpočet proveden pro 2. vlastní frekvenci, pouze s dosazením poměrných amplitud  $a_2$ . Pro zjednodušení je naznačeno pouze uspořádání rovnic, kompletní výpočet je v příloze.

Tabulka 12 Naznačení změn v rovnicích určujících vydatnosti rezonancí dalších řádů

Rovnice pro harmonické řady	Hodnota $\kappa_i$
0,5; 3; 5,5; 8	0,5
1; 3,5; 6; 8,5	1
1,5; 4; 6,5; 9	1,5
2; 4,5; 7; 9,5	2
2,5; 5; 7,5; 10	2,5



Obrázek 55 Vydatnost rezonancí pro 1. a 2. vlastní frekvenci

Průběh rezonancí na Obrázek 55 dokazuje splnění odhadu, že nejvydatnější budou rezonance právě hlavních řádů na 1. vlastní frekvenci.

#### 6.4.4 TORZNÍ VÝCHYLKY V REZONANCI

Torzní výchylky v rezonanci přibližně odpovídají tvaru vlastního torzního kmitání. Výpočet vychází z podmínky, že práce harmonických složek momentů je spotřebována na přemáhání tlumících odporů, přičemž uvažujeme tlumení pouze hmot klikového ústrojí, nikoliv setrvačníku a dalších připojených součástí. Výchylka (zkroucení) volného konce hřídele, která je největší po délce hřídele je definována [4]:

$$\phi_{l_i} = \frac{M_{h_{i+1}} \varepsilon_{l_i}}{\Omega_1 \xi \left( \sum_{k=1}^5 a_{l_k} \right)}, \quad i = 1, 2, \dots, 19; \quad k = 1, 2, \dots, 5, \quad (58)$$

kde:  $i$  udává počet řádů (řády 0,5; 1; ... ; 10),

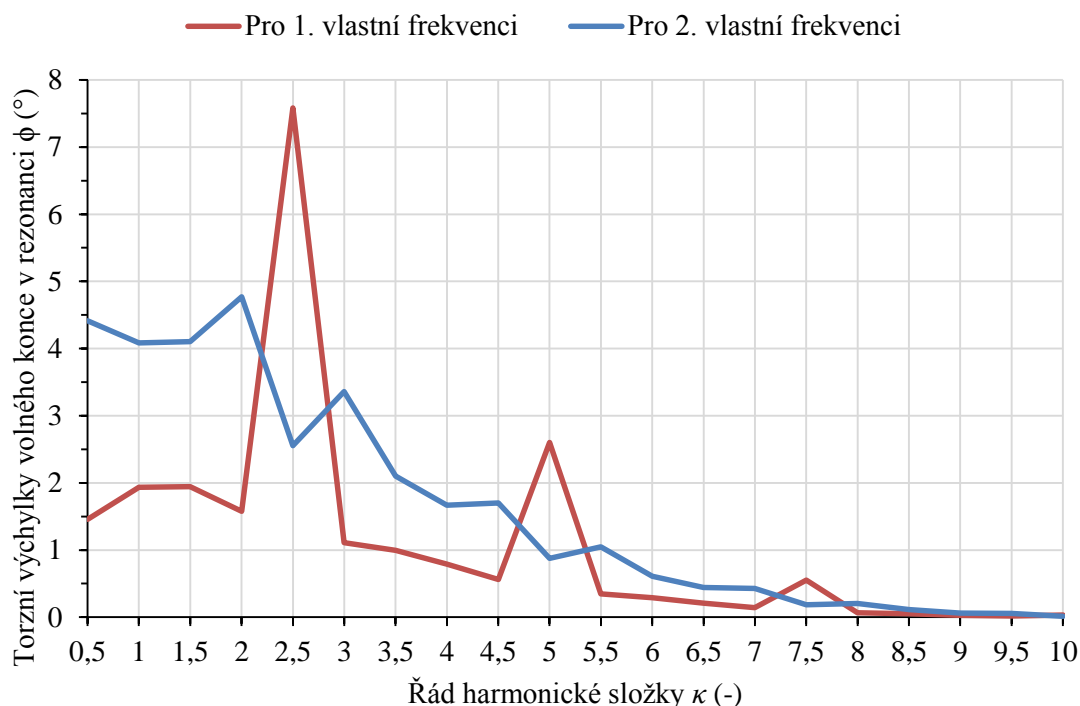
$M_{h_{i+1}}$  je amplituda příslušné harmonické složky budícího momentu, vyjma 0. řádu, který má konstantní střední hodnotu a tedy nebudí kmitání,

$\varepsilon_{l_i}$  je vydatnost rezonance příslušného řádu,

$k$  reprezentuje výběr poměrných amplitud pouze pro válce motoru,

$\xi = 5,2 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1}$  je velikost tlumících odporů volená dle zkušeností.

Rozdíly v rovnici pro výchylky při 2. vlastní frekvenci jsou: vydatnost rezonancí  $\varepsilon_2$  a poměrné výchylky  $a_2$ , jinak je výpočet totožný. Kompletní výpočet je dostupný v příloze.



Obrázek 56 Torzní výchylky volného konce hřídele v rezonanci

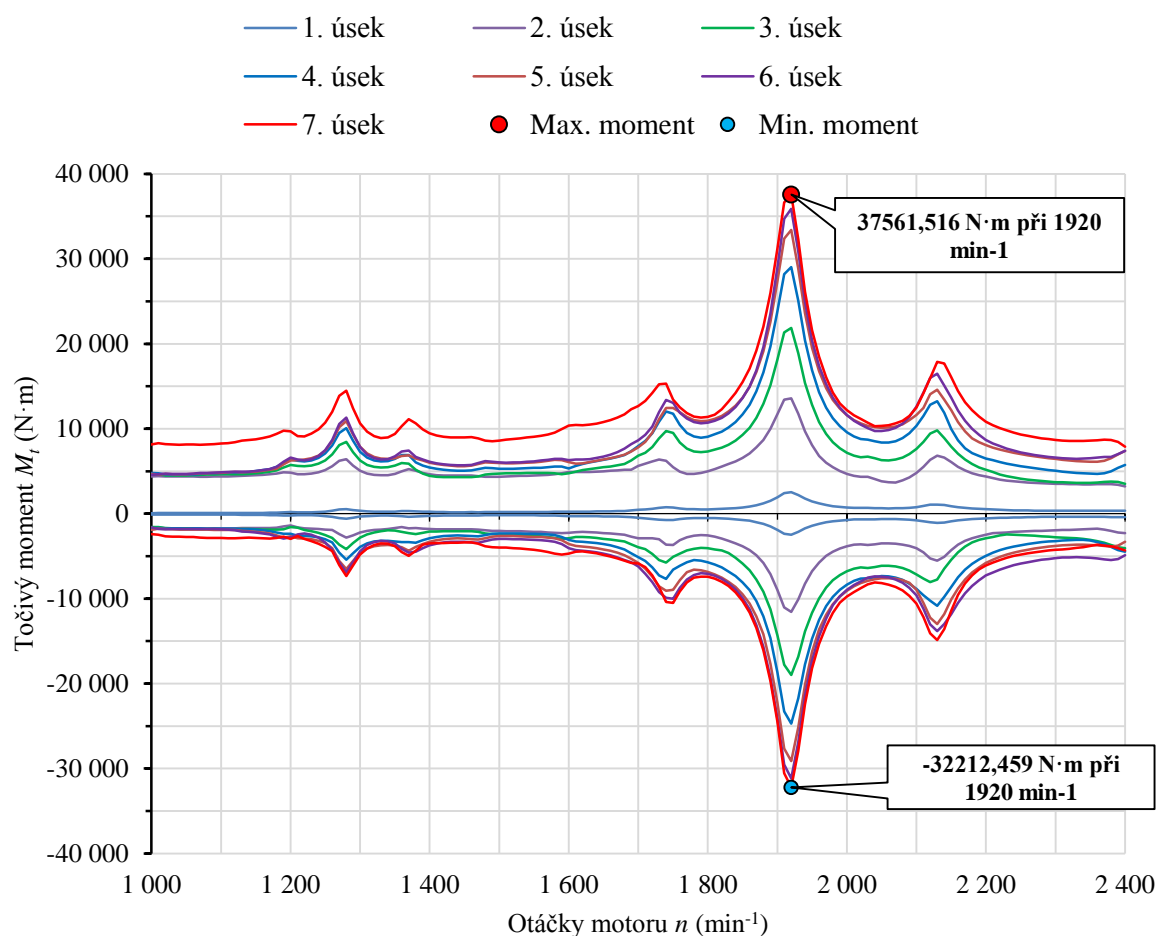
Z průběhu torzních výchylek je patrné, že nebezpečnou je harmonická složka 5. řádu, při které dochází ke zkroucení okolo  $2,5^\circ$ . Složka řádu 2,5 má totiž rezonanční frekvenci vysoko nad provozním rozsahem motoru a tudíž není nebezpečnou.

Velké výchylky při 2. vlastní frekvenci nastávají pro nižší řády, ty jsou však velmi vysoko nad provozními otáčkami motoru. Do provozního rozsahu otáček částečně zasahuje 12. řád, výchylka jím způsobená je však nepatrná, takřka zanedbatelná.

#### 6.4.5 VÝPOČET TORZNÍHO MOMENTU

Analytickým výpočtem je možné stanovit torzní moment pouze od jedné harmonické složky. Torzní momenty od jednotlivých harmonických složek jako odezva na dané buzení jsou vůči sobě fázově posunuty a analyticky není možné jejich působení „sečíst“. Sloučení torzních momentů více řádů je možné provést numericky, naprogramováním určitého algoritmu, v rámci této práce tak bylo provedeno vedoucím práce.

Výsledkem výpočtu je průběh celkového torzního momentu pro všechny úseky torzního modelu a pro daný rozsah otáček.



Obrázek 57 Torzní momenty působící na částech klikového hřídele

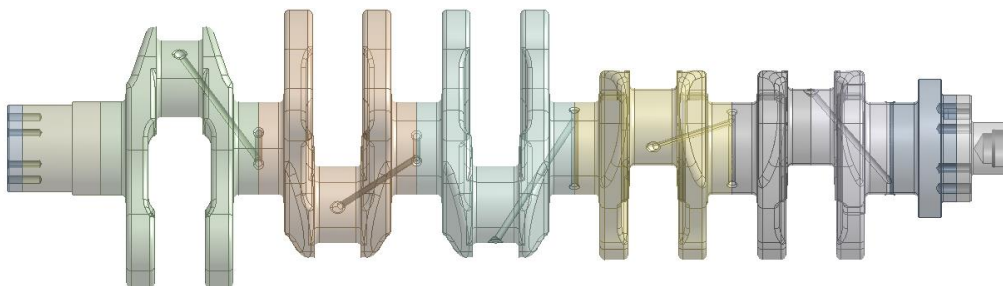
Porovnáním průběhu torzních momentů s řadou kritických otáček je patrné, že převládá vydatná rezonance 5. řádu okolo 1 920 min<sup>-1</sup>. Tato se významně podílí na vzniku torzního momentu za posledním zalomení hřídele, který dosahuje extrémních 37 560 N·m. Tato špičková hodnota bude dosazena jako okrajová podmínka do MKP softwaru při výpočtu únavové pevnosti. Již zde ale lze očekávat, že ekvivalentní napětí překročí už mez kluzu a bude nutné navrhnout tlumič torzních kmit

## 7 VÝPOČET ÚNAVOVÉ PEVNOSTI S VYUŽITÍM MKP

Výpočtový model řešeného hřídele uvažuje kromě namáhání silami od tlaku plynů, setrvačnými silami a momenty od těchto sil také namáhání torzními kmity. Torzní kmitání způsobuje únavu materiálu, a bývá příčinou lomů hřídelů, byla tedy provedena kontrola únavové pevnosti s využitím metody konečných prvků. Pro výpočet bylo využito MKP softwaru Ansys 14.0.

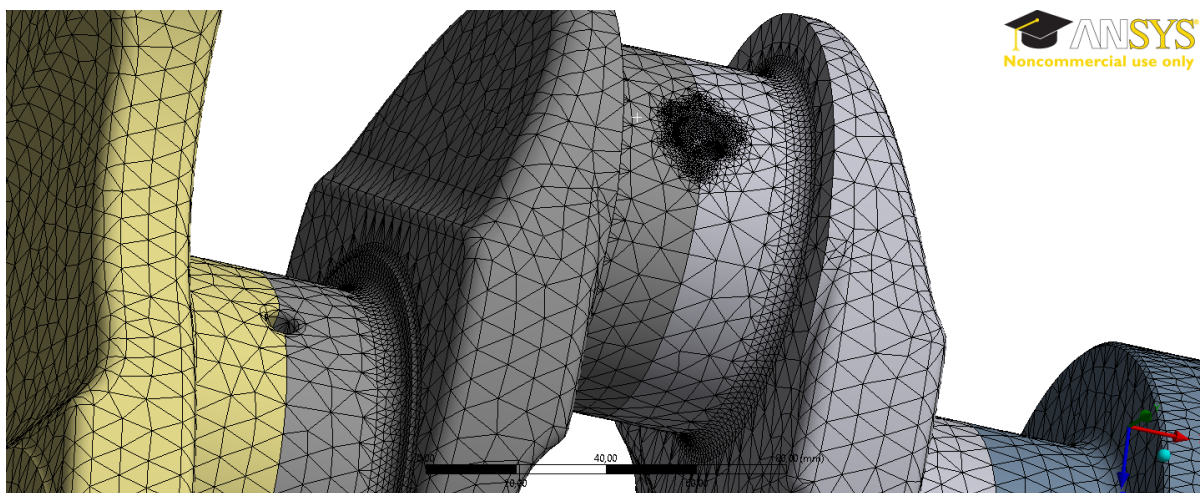
### 7.1 VÝPOČTOVÁ SÍŤ

Byla vytvořena v softwaru Ansys Mechanical, v prostředí Ansys Workbench, které proti alternativám nabízí relativně vysoký uživatelský komfort. Importovaný 3D CAD model byl pro účely zadání okrajových podmínek rozdělen na několik objemových těles a následně sloučen v jednu součást. Tímto vznikly potřebné rovinné hranice v polovině hlavních čepů a na koncích hřídele, které jsou respektovány následným umístěním prvků sítě, avšak je zachována spojitost sítě.



Obrázek 58 Model hřídele rozdělený na objemová tělesa

Pro síť celého objemu hřídele byly zvoleny prvky typu kvadratický čtyřstěn, konkrétně prvky SOLID187 o velikosti 7 mm. Kvadratické prvky jsou doporučeny pro pevnostní výpočty, tvar čtyřstěnu zajistí kvalitní síť při relativně složitém tvaru hřídele. Z podkapitoly 6.4.5 je zřejmé, že nejvyšší zatížení torzními kmity vzniká na posledním zalomení hřídele, síť tohoto zalomení bude tedy dále zjemněna pro zpřesnění výpočtu. Jemnější síť má význam v místech, kde lze očekávat zvýšenou koncentraci napětí. Na zalomení hřídele jsou to radiusy v přechodech hlavních a ojnicích čepů do ramen, kde bylo zvoleno plošné zjemnění sítě na velikost prvků 2



Obrázek 59 Zjemnění výpočtové sítě posledního zalomení

mm, a vstup mazacího kanálu na ojnicím čepu, kde byla vytvořena imaginární koule o průměru 12 mm, v jejíž objemu jsou prvky o velikosti 0,5 mm.

Výsledná výpočtová síť je na obrázku 59 a obsahuje 953 116 uzlů a 655 660 prvků. Při dalším zjemnění okolí vstupu kanálu na velikost prvků 0,2 mm a celého objemu posledního zalomení na velikost prvků 2 mm bylo dosaženo více než 2 000 000 uzlů sítě a pevnostní analýza ani po cca. 40 hodinách výpočtu nebyla dokončena. Limitujícím faktorem se zdá být RAM počítače (8 GB), která byla pro 2 mil. uzlů nedostatečná. Z tohoto důvodu byla užita síť uvedená výše.

## 7.2 VÝPOČTOVÝ PŘÍSTUP

Použitý přístup je nazýván LSA (Local Stress Analysis) a spočívá v odečtení skutečných napětí z MKP modelu **statické pevnosti analýzy** a následného **analytického výpočtu** bezpečnosti vůči únavovému poškození. Ve skutečných součástech vznikají koncentrace napětí, které významně ovlivňují životnost. Mírou koncentrace je **gradient napětí**, který udává velikost změny napětí v okolí daného uzlu, zde v okolí uzlu s maximálním ekvivalentním napětím Von Mises. K výpočtu únavové bezpečnosti je využito dvou zátěžných stavů (bude popsáno dále), jejichž výsledky jsou kombinovány analytickým výpočtem. Jsou tedy odečtena uzlová maximální ekvivalentní napětí a první hlavní napětí v těchto uzlech pro oba zátěžné stavy, vypočten gradient napětí a na závěr vypočtena únavová bezpečnost.

Tento výpočtový přístup je dobrým kompromisem mezi jednoduchou metodou NSA (nepřesné výsledky) a metodou s použitím MBS softwaru (výpočtová náročnost a náročnost přípravy), navíc jsou výsledky s použitím přístupu LSA takřka vždy konzervativní [6].

## 7.3 OKRAJOVÉ PODMÍNKY A DEFINICE MODELU MKP

Způsob definice okrajových podmínek je kritický pro věrohodnost výsledků analýz s použitím MKP. V tomto případě byla definice provedena v programu Ansys APDL a bylo využito ověřeného postupu. Jako první byly definovány náhrady uložení v hlavních ložiscích. Uprostřed každého hlavního čepu byl vytvořen uzel, který byl spojen s povrchovými uzly tuhými pruty zastoupenými výpočtovými prvky MPC184. Simulace tuhosti olejové vrstvy v hlavních ložiscích byla provedena vložím dvou prutových prvků s danou tuhostí (analogie pružin), jeden ve vodorovném a jeden ve svislém směru s konci umístěnými uprostřed hl. čepu a libovolně vně hl. čepu. Tyto „pružiny“ jsou zastoupeny prvky COMBIN14 a jejich tuhost je definována vztahem [14]:

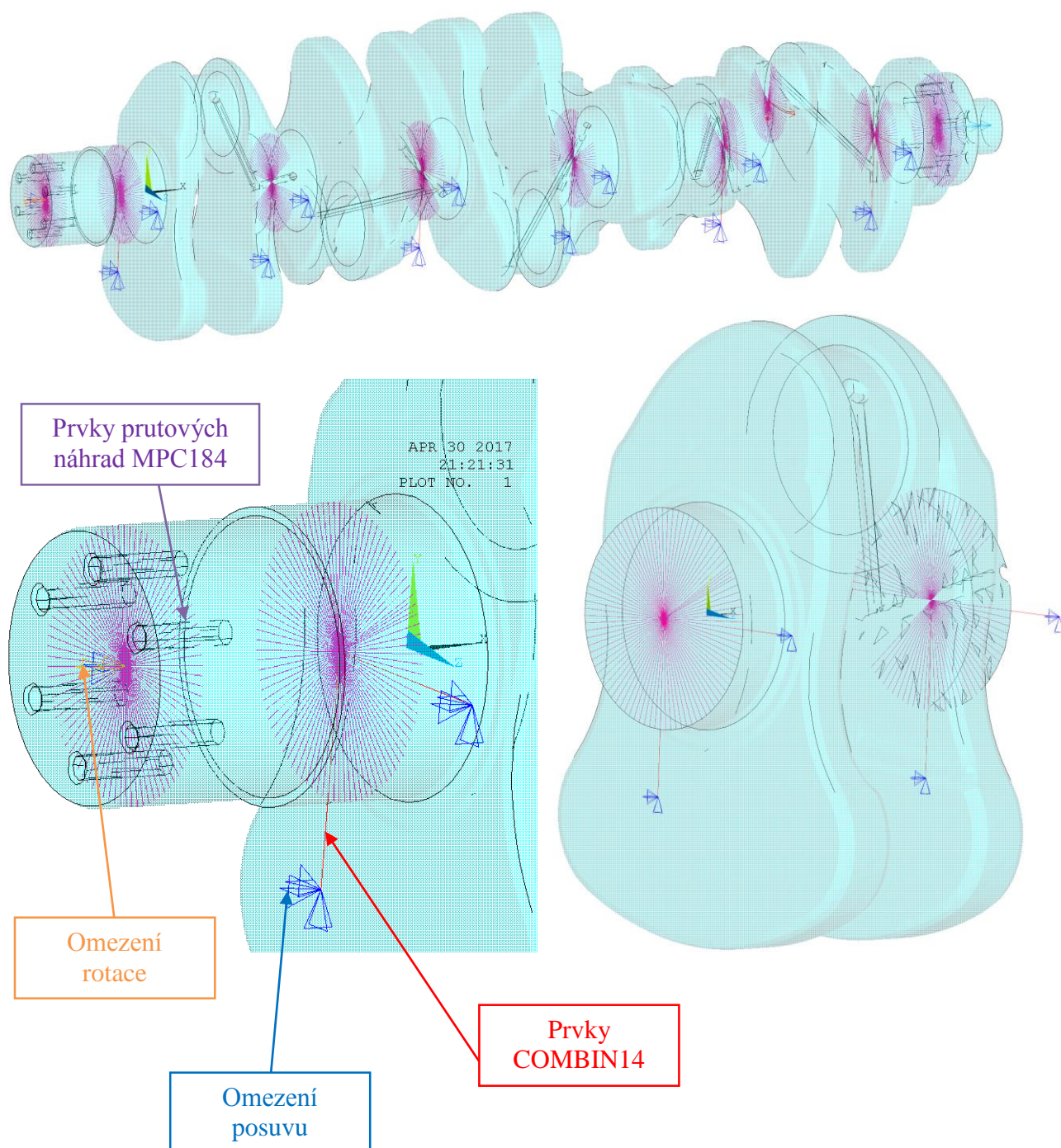
$$k_h = \frac{0,5 F_{pmax}}{0,8 c_h}, \quad (59)$$

Kde  $F_{pmax}$  je maximální síla od tlaku plynů a  $c_h = 0,04$  mm je ložisková vůle v hlavním ložisku. Koncové uzly prvků COMBIN14 jsou omezeny v posuvu ve všech třech souřadných osách.

Výše uvedený postup zajišťuje určitou pružnost uložení hřídele a možnost natočení v hlavním ložisku, což je odpovídá skutečnosti více, než některá s nabízených vazeb v prostředí Workbench. Nevýhodou se může zdát určité vyztužení hlavních povrchů čepů prvky MPC184, které by však nemělo mít zásadní vliv na napjatost v kritických místech hřídele.



Prutové náhrady MPC184 byly výše popsaným postupem definovány také na volném konci hřídele (v místě těžiště řemenice), na posledním ojničném čepu u náhonového konce a v místě uložení setrvačnicku. V obvodových uzlech hlavních čepů, kde vyúsťují mazací kanály, nebyly prutové náhrady vytvořeny. V těchto místech byl zvolen určitý úhel od osy mazacího kanálu, kde prutové náhrady nebudou vytvořeny, viz obrázek 60, nahoře. Pro simulaci kroucení hřídele bylo ve středovém uzlu v místě těžiště řemenice zamezeno posuvu a rotace v ose hřídele. Okrajové podmínky ilustruje obrázek 60.



*Obrázek 60 Vizualizace okrajových podmínek na hřídeli*

Pro přehlednost, stručné shrnutí použitých okrajových podmínek a pomocných prvků sítě:

- prutové náhrady typu MPC184
  - v hlavních čepích – vynechány oblasti vyústění mazacích kanálů
  - na volném konci – v místě těžiště řemenice
  - na náhonovém konci – v místě setrvačníku
  - v ojnicím čepu – nejbližšímu náhonovému konci.
- prvky COMBIN14 – „pružina“ s danou tuhostí
  - ze středů vně - na všech hlavních čepů
- omezení posuvu
  - vnější konce prvků COMBIN14 (ROTX, ROTY, ROTZ)
  - na volném konci – v místě těžiště řemenice (ROTX)
- omezení rotace
  - na volném konci – v místě těžiště řemenice (MX).

Silové a momentové okrajové podmínky budou uvedeny v další podkapitole.

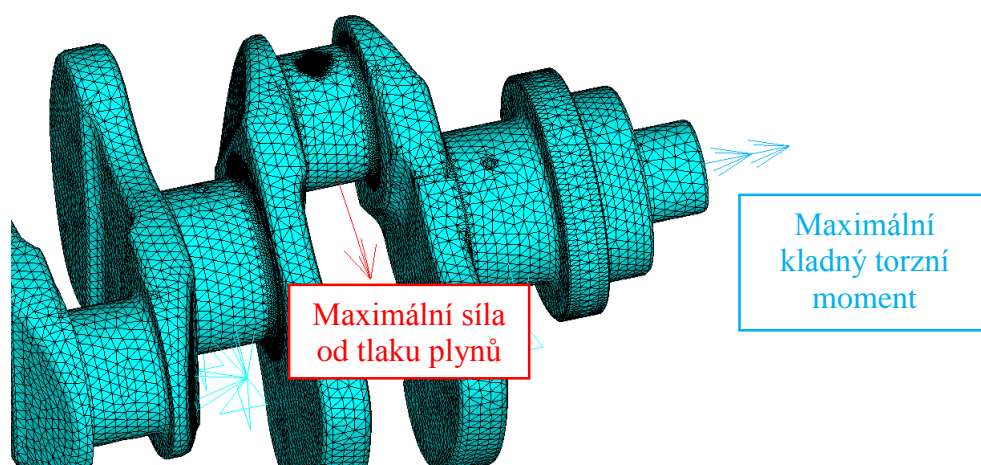
## 7.4 KONFIGURACE VÝPOČTU

Výpočtový přístup LSA uvažuje 2 samostatné statické MKP výpočty, jejichž výsledky jsou analytickými vztahy zahrnuty do výsledné únavové bezpečnosti. Tyto 2 zátěžné stavy jsou definovány ve [14] a spolu s konkrétními hodnotami pro řešený hřídel jsou uvedeny v následující tabulce.

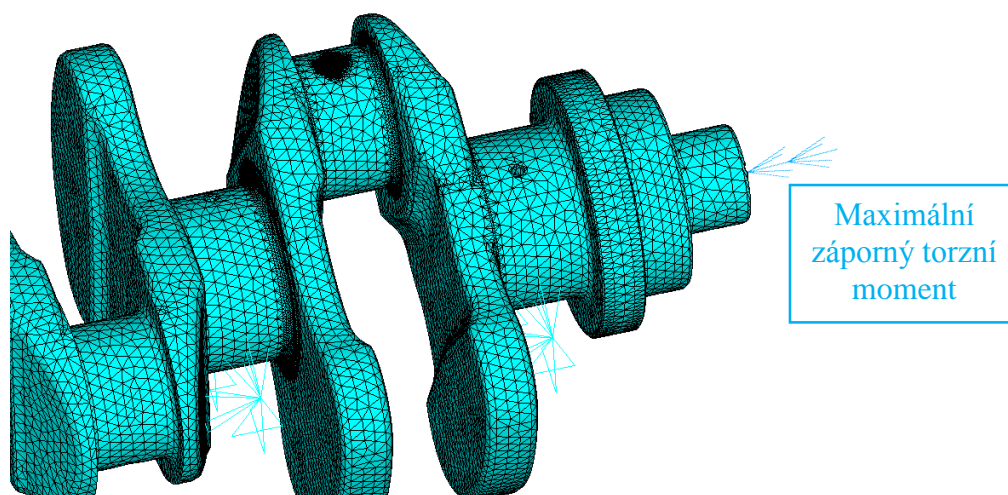
*Tabulka 13 Definice zátěžných stavů výpočtového přístupu LSA*

	Způsob zatížení	Hodnota	Jednotka
Zátěžný stav A	Maximální síla od tlaku plynů	130 577	N
	Maximální kladný torzní moment	37 561,5	N·m
Zátěžný stav B	Maximální záporný torzní moment	-32 212,5	N·m

Právě předpoklad současného působení maximální síly od tlaku plynů a maximálního torzního momentu způsobuje zmíněnou konzervativnost výpočtového přístupu. Síla je definována ve středovém uzlu ojnicího čepu posledního zalomení a její účinky jsou dále přeneseny zmíněnou prutovou náhradou z prvků MPC184. Torzní moment je obdobně zadán na náhonovém konci v místě setrvačníku.



Obrázek 62 Zátěžné účinky pro zátěžný stav A



Obrázek 61 Zátěžné účinky pro zátěžný stav B

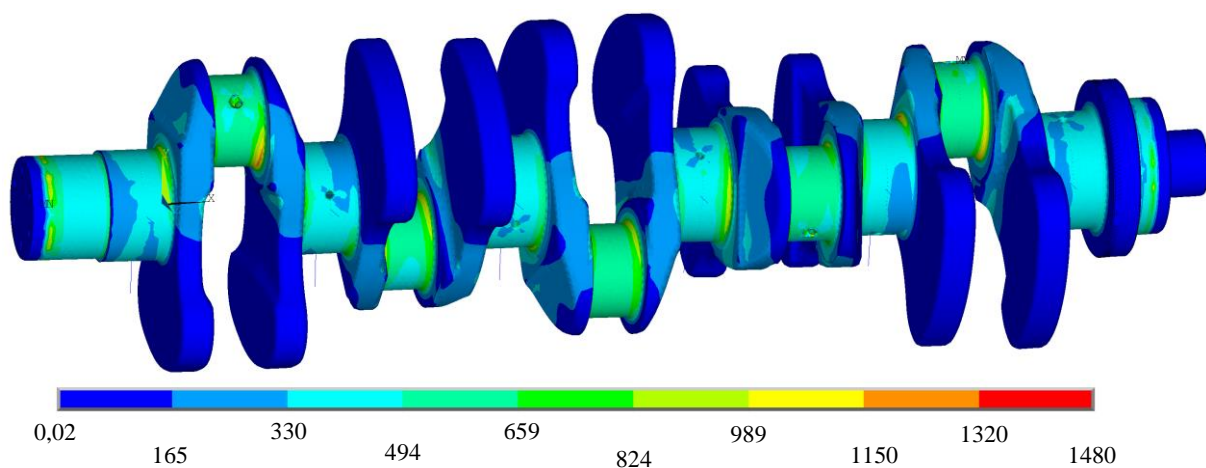
## 7.5 VÝSLEDKY SIMULACE

Výpočet byl proveden pro oba zátěžné stavy, viz následující obrázky. Pro účel výpočtu únavové bezpečnosti byly nejdříve odečteny hodnoty ekvivalentního napětí Von Mises, uvedené v tabulce níže.

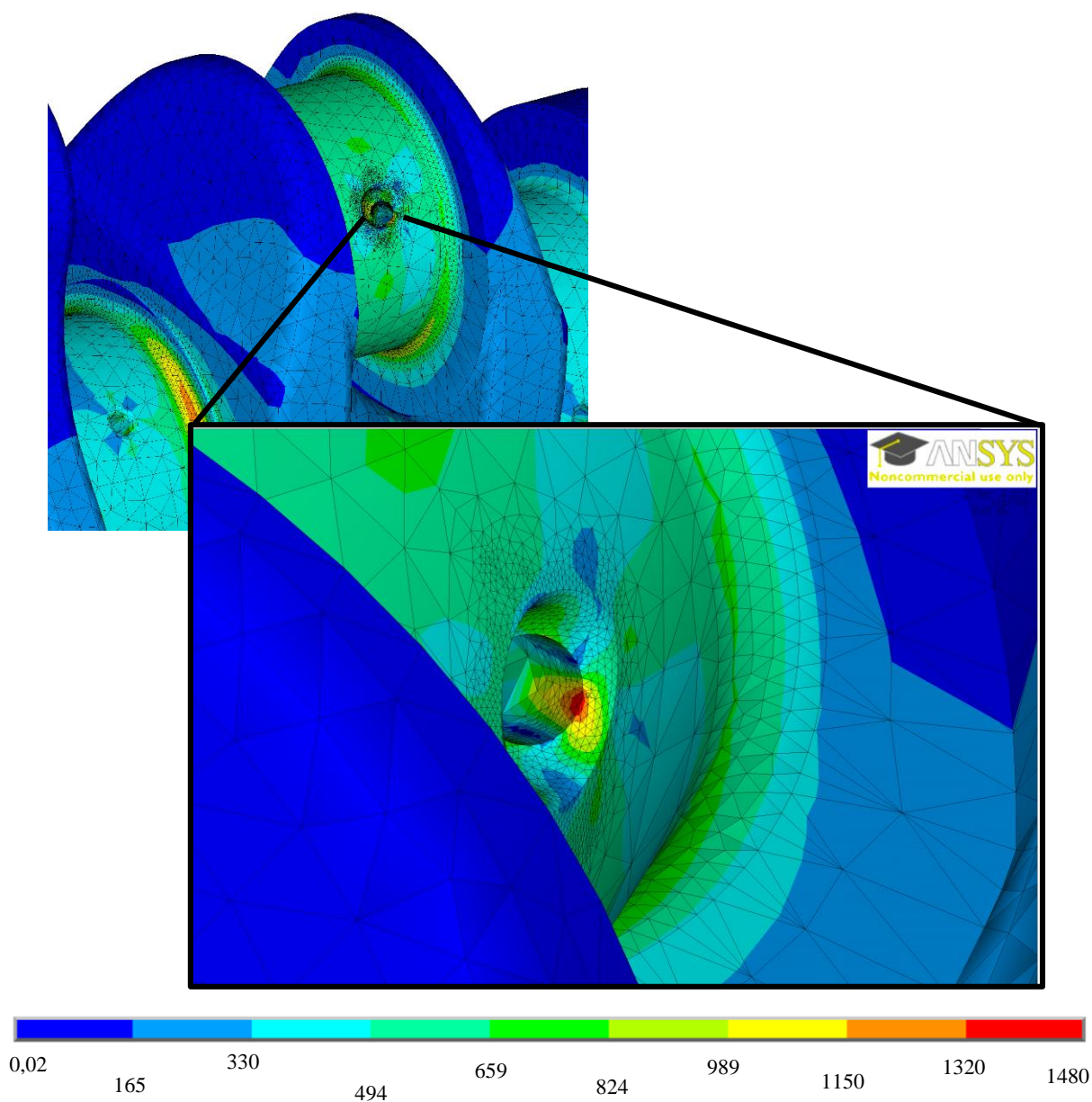
Tabulka 14 Maximální ekvivalentní napětí v uzlových bodech

	Maximální uzlové napětí von Mises (MPa)	Mez kluzu oceli 42CrMo4
Zátěžný stav A	1 467	900
Zátěžný stav B	750	





Obrázek 64 Rozložení ekvivalentního napětí von Mises pro zátěžný stav A v (MPa)



Obrázek 63 Detail maxima napětí von Mises pro zátěžný stav A v (MPa)

Z tabulky 14 a z obrázků výše je zřejmé, že ekvivalentní napětí na hraně ústí mazacího kanálu dosahuje extrémních 1 467 MPa a tedy vysoce překračuje mez kluzu. Takovýto návrh je tedy nevyhovující a je nutné snížit působící napětí. **Toho lze nejnázne dosáhnout snížením extrémního torzního momentu do nižších hodnot a to pomocí vhodného tlumiče torzních kmitů.** Vzhledem k extrémnímu napětí von Mises nejsou v tomto případě (výpočet bez torzního tlumiče) uvedeny další parametry potřebné k výpočtu únavové bezpečnosti (hlavní napětí, vzdálenost uzlů) a budou spolu s výpočtem uvedeny v kapitole o návrhu torzního tlumiče.

Maximální napětí von Mises vzniká v uzlech sítě na ostré hraně mazacího kanálu. Ostrá hrana způsobuje v MKP výpočtech nespojitost a výsledky zde mohou být zavádějící, obecně lze říci, že napětí na hranách bývá v MKP vyšší než skutečné. Reálně však ostré hrany způsobují koncentraci napětí a hodnoty napětí jsou zde vyšší než v místech s plynulými přechody (radiusy, úkosy). Navíc při technologii výroby mazacího kanálu (kulové zahloubení a následné vrtání válcové díry) skutečně vzniká víceméně ostrá hrana, tudíž lze říci, že model dostatečně vystihuje realitu (skutečná koncentrace) a lze očekávat pouze určité zvýšení napětí plynoucí z povahy MKP (nespojitést), závislé na velikosti prvků výpočetní sítě v okolí ostré hrany.

V určitých případech může být uzlové napětí na ostré hraně skutečně zavádějící a v těchto případech je vyhodnoceno uzlové napětí v některém vedlejším uzlu. Aplikací této myšlenky na řešený hřídel zjistíme, že i napětí v okolních uzlech je extrémní (1 200 – 1 300 MPa) a návrh je stále nevyhovující. Navíc, vyhodnocením napětí na ostré hraně v tomto případě dostáváme konzervativní výsledky (vyšší napětí).

Jednou z možností jak snížit vrubové účinky se jeví vytvoření drobného úkosu na hraně současného maxima uzlového napětí von Mises. Reálně může být tento úkos zhotoven ruční přímou bruskou v rámci odjehlení celé hřídele, ve výpočtovém modelu však roste výpočtová náročnost vzhledem k počtu elementů potřebných na nově vzniklé ploše. Výsledný účinek snížení koncentrace napětí je navíc nejasný, tudíž tato úprava nebyla provedena.

## 8 NÁVRH TLUMIČE TORZNÍCH KMITŮ

Úkolem torzního tlumiče na řešeném hřídeli je omezení maximálního torzního momentu (cca. 37 000 N·m) na úroveň, které v konečném důsledku odpovídá vyhovující únavová bezpečnost (obecně koeficient bezpečnosti  $> 1$ ). Přehled konstrukčních typů torzních tlumičů je uveden v podkapitole 1.1.2, v dalším textu bude pojednáno o návrhu konkrétní varianty.

### 8.1 VISKÓZNÍ TLUMIČ TORZNÍCH KMITŮ

Vzhledem k požadavku na snížení velkého torzního momentu a tím i pohlcení velkého množství energie v tlumiči, byl po konzultaci s vedoucím práce zvolen viskózní typ tlumiče, jelikož tlumič pryžový se již při návrhu ukázal jako neefektivní.

#### 8.1.1 VÝPOČET PARAMETRŮ VISKÓZNÍHO TLUMIČE

Při návrhu tlumiče je torzní model klikového mechanismu nahrazen soustavou s jedním hmotným kotoučem o efektivním momentu setrvačnosti  $J_{ef}$ , který je vypočten dle rovnice [4]:

$$J_{ef} = \sum_{i=0}^{i_k-1} J_i a_{i+1}^2, \quad (60)$$

kde  $i_k$  je počet hmotných kotoučů torzního modelu hřídele

$J_i$  je moment setrvačnosti  $i$ -tého kotouče

$a_{i+1}$  je poměrná torzní výchylka odpovídající kotouči  $J_i$ .

Po konzultaci s vedoucím byl dále zvolen moment setrvačnosti hmotného kotouče (tzv. seismické hmoty) tlumiče  $J_{tl} = 0,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ , který odpovídá poměrné velikosti tlumiče [4]:

$$\mu_t = \frac{J_{tl}}{J_{ef}} = 0,313. \quad (61)$$

Vztahy pro výpočet dalších hlavních parametrů tlumiče jsou uvedeny v následujících rovnicích, konkrétní hodnoty pak v Tabulka 15.

Optimální naladění tlumiče [4]:

$$w = \frac{1}{1 + \mu}. \quad (62)$$

1. vlastní úhlová frekvence tlumiče [4]:

$$\Omega_{t1} = \Omega_1 w. \quad (63)$$

Tuhost tlumiče [4]:

$$c_{tl} = J_{tl} \Omega_{t1}^2. \quad (64)$$

Poměrný útlum tlumiče [4]:

$$\gamma_{tl} = \sqrt{\frac{1}{2(1+\mu)(2+\mu)}}. \quad (65)$$

Součinitel tlumení [4]:

$$\xi_{tl} = 2\gamma_{tl} J_{tl} \Omega_{t1}. \quad (66)$$

*Tabulka 15 Hlavní návrhové parametry viskózního torzního tlumiče*

Parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Efektivní moment setrvačnosti torz. modelu	$J_{ef}$	0,639	kg·m <sup>2</sup>
Moment setrvačnosti hmotného kotouče	$J_{tl}$	0,2	kg·m <sup>2</sup>
Poměrná velikost tlumiče	$\mu$	0,313	-
Optimální naladění tlumiče	$w$	0,762	-
1. vlastní úhlová frekvence tlumiče	$\Omega_{t1}$	764,75	rad·s <sup>-1</sup>
Tuhost tlumiče	$c_{tl}$	1,17·10 <sup>5</sup>	N·m·rad <sup>-1</sup>
Poměrný útlum tlumiče	$\gamma_{tl}$	0,406	-
Součinitel tlumení	$\xi_{tl}$	107,96	N·m·s·rad <sup>-1</sup>

Silikonový olej v tlumiči je během funkce namáhán střídavým smykovým napětím. Právě viskozita a další vlastnosti oleje spolu s velikostí mezery mezi hmotným kotoučem a skříní tlumiče určují tlumící schopnost tlumiče. Z výsledků experimentů na skutečných tlumičích navíc vyplývá přítomnost elastické vazby mezi hmotným kotoučem a skříní tlumiče, způsobena vlastnostmi oleje. Zahrnutí elastických vlastností oleje do výpočtu poskytuje přesnější výsledky vzhledem k experimentu, než model, který počítá pouze s vlastnostmi tlumícími. Konkrétní výpočtový model zahrnující elasticitu i tlumení oleje je uveden v [13], str. 44. Při činnosti tlumiče dochází v oleji ke tření a tím i k nárůstu teploty, se kterým se mění i vlastnosti oleje. Vzhledem k dosti komplikovaným, výše uvedeným skutečnostem je součástí návrhu tlumiče také měření na skutečných tlumičích a implementace výsledků do návrhu [13].

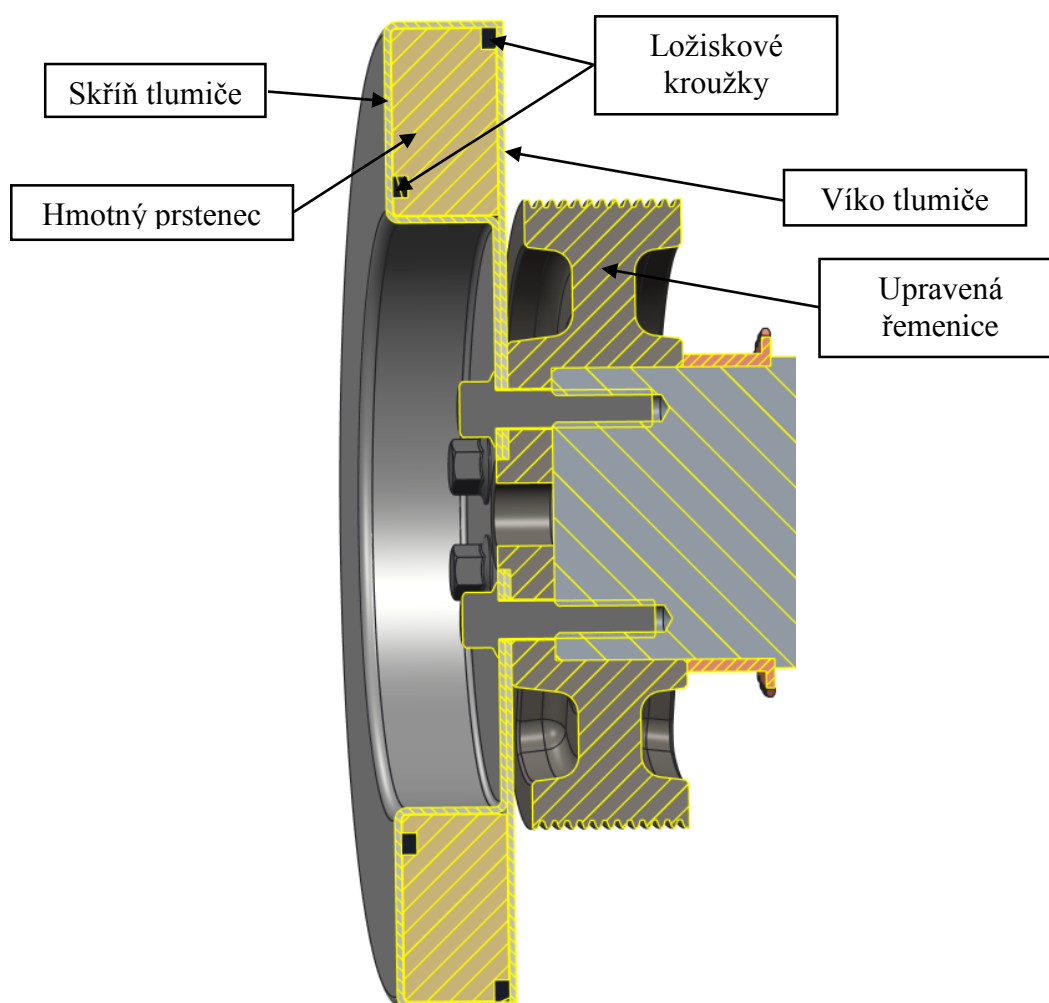
Právě vzhledem ke složitosti detailního návrhu tlumiče a vzhledem k cílům práce je návrh proveden pouze na bázi základních parametrů jako ideový návrh.



### 8.1.2 USPOŘÁDÁNÍ TLUMIČE

Moderní torzní tlumiče vozidlových motorů jsou vyráběny s důrazem na co nejnížší výrobní náklady, efektivitu výroby a nízkou hmotnost nečinné hmoty (skříň a její součásti).

Skříň je plechovým výliskem, rovinné plechové víko je vyřezáno laserem a obě části jsou spojeny a utěsněny laserovým svařením. Pro zamezení zadírání a zajištění správného chodu tlumiče je hmotný prstenec uložen na dvou ložiskových kroužcích z polymeru typu PTFE. Jak je psáno v [4], silikonový olej v malých vrstvách při určité kombinaci materiálů, zejména ocel-ocel a ocel-litina, ztrácí mazivost. Materiálovou dvojicí prstenec-skříň je tedy nutno povrchově upravit, např. kadmiováním, či použít jiné, vhodné materiály. Tlumiče je usazen na středícím osazení upravené řemenice, jeho přesná poloha je určena kolíkem a je připevněn šesti šrouby. Úprava řemenice spočívá v prodloužení náboje o 5 mm, aby nedocházelo ke kontaktu víka tlumiče s věncem řemenice.



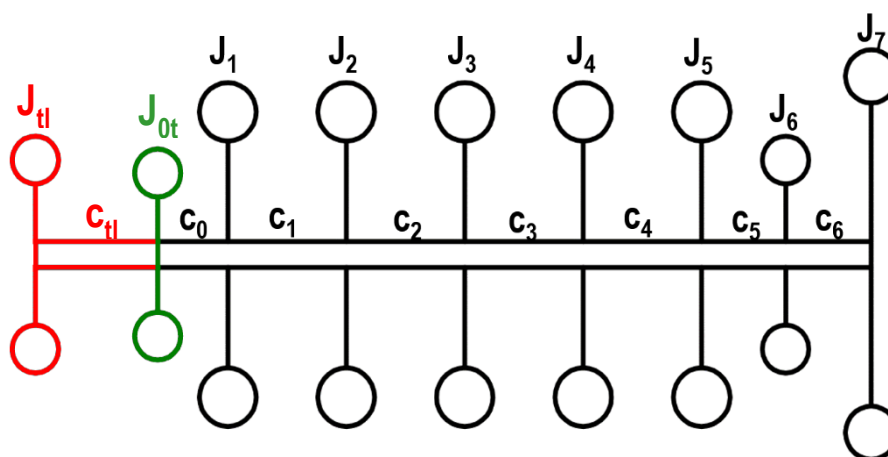
Obrázek 65 Uložení viskózního torzního tlumiče na hřídeli

Jelikož návrh konstrukce tlumiče není cílem práce a z důvodu nedostatku běžně dohledatelných informací, zůstává návrh pouze jako ideový a nejsou řešeny detaily z hlediska technologie (svařování) a konstrukce (plnění olejem, technická dokumentace).

## 9 TORZNÍ KMITÁNÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE S TLUMIČEM

### 9.1 VLASTNÍ TORZNÍ KMITÁNÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE S TLUMIČEM

Způsob výpočtu je totožný s výpočtem pro hřídel bez tlumiče (kapitola 6.3), pouze dojde k úpravě náhradního torzního modelu. Na volný konec je přidána další hmota, reprezentující moment setrvačnosti hmotného prstence tlumiče  $J_{tl}$ , spojená hřídelem o tuhosti  $c_{tl}$ . Řemenice má prodloužený náboj, tudíž její moment setrvačnosti nepatrně vzroste. K momentu setrvačnosti řemenice je navíc přičten moment setrvačnosti skříně a víka tlumiče. Ostatní prvky torzního modelu zůstávají nezměněny.



Obrázek 66 Náhradní torzní soustava klikového mechanismu s torzním tlumičem, červeně – nové, zeleně - změřené

Moment setrvačnosti kotouče pro řemenice je tedy:

$$J_{0tl} = J'_0 + J_{sk} + J_v, \quad (67)$$

kde  $J'_0$  je moment setrvačnosti upravené řemenice,

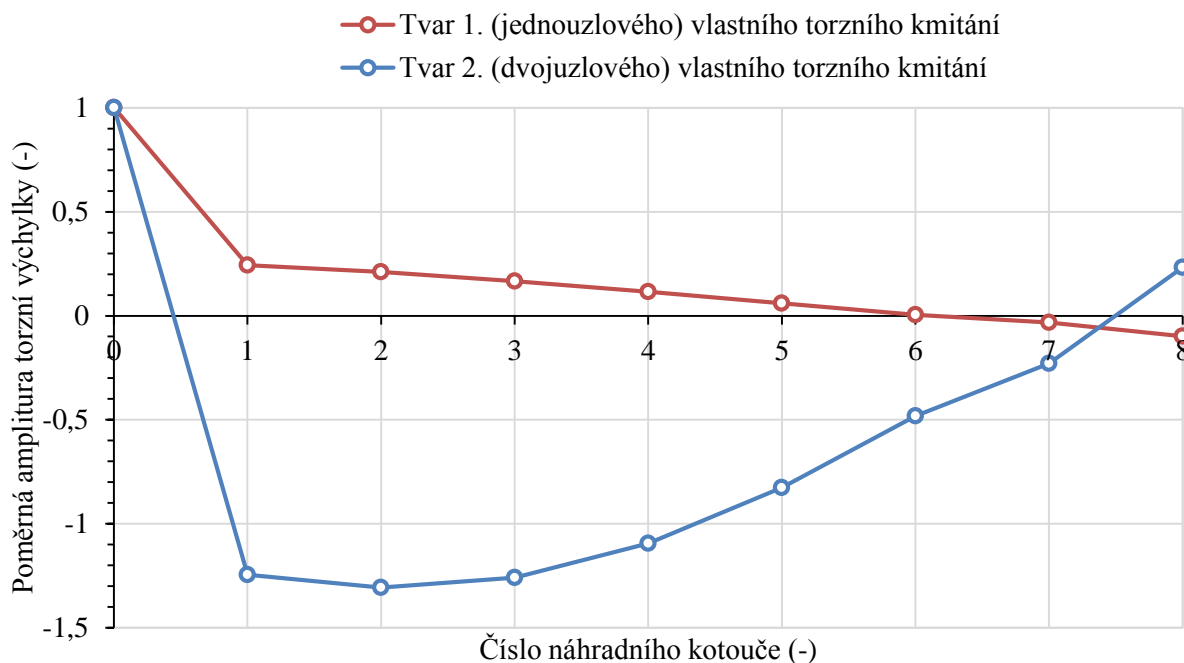
$J_{sk}$  je moment setrvačnosti skříně tlumiče,

$J_v$  je moment setrvačnosti víka tlumiče.

Tabulka 16 Momenty setrvačnosti náhradního torzního modelu s tlumičem

Momenty setrvačnosti náhradních kotoučů (kg·m <sup>2</sup> )								
$J_{tl}$	$J_{0tl}$	$J_1$	$J_2$	$J_3$	$J_4$	$J_5$	$J_6$	$J_7$
0,2	0,094 4	0,171 8	0,171 8	0,171 8	0,171 8	0,172 2	0,036 7	3,12

Vlastní tvary a frekvence byly vypočteny programem HOLZER a jsou uvedeny na následujícím obrázku a v tabulce.



Obrázek 67 Tvary vlastních torzních kmitů hřídele s tlumičem

Tabulka 17 Porovnání vlastních frekvencí tlumené a netlumené soustavy

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
1. vlastní frekvence netlumené soustavy	$\Omega_1$	159,82	Hz
1. vlastní frekvence tlumené soustavy	$\Omega_2$	430,91	Hz
2. vlastní frekvence netlumené soustavy	$\Omega_{t1}$	105,87	Hz
2. vlastní frekvence tlumené soustavy	$\Omega_{t2}$	182,38	Hz

Z tabulky 17 je zřejmé, že vlastní frekvence soustavy byly vlivem tlumiče sníženy a 1. a 2. vlastní frekvence byly k sobě v otáčkovém spektru přiblíženy.

## 9.2 VYNUCENÉ TORZNÍ KMITÁNÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE S TLUMIČEM

Výpočet je principiálně opět identický s případem bez tlumiče (kapitola 6.4), významné změny ve výpočtech budou komentovány dále.

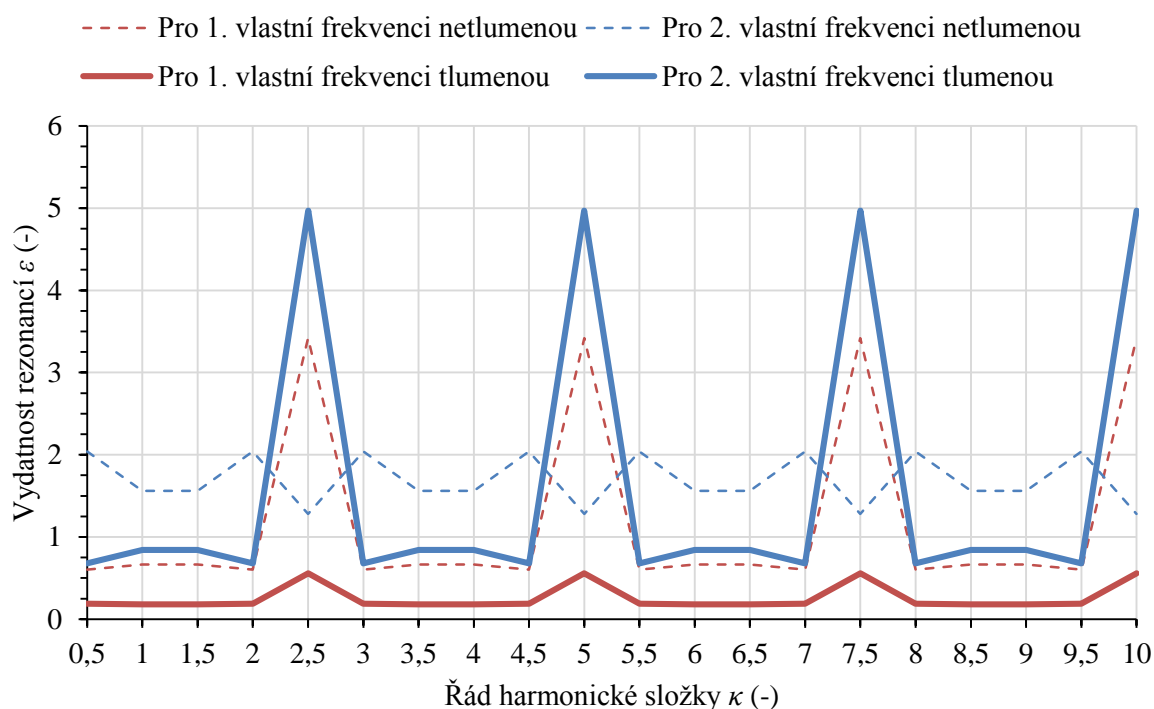
Tabulka 18 Porovnání kritických otáček netlumené a tlumené soustavy

Řád harmonické složky $\kappa$ (-)	Kritické otáčky 1. vlastního kmitání $n_{\text{rez1}}$ ( $\text{min}^{-1}$ )	Kritické otáčky 1. vlastního kmitání s tlumičem $n_{\text{rez1tl}}$ ( $\text{min}^{-1}$ )	Kritické otáčky 2. vlastního kmitání $n_{\text{rez2}}$ ( $\text{min}^{-1}$ )	Kritické otáčky 2. vlastního kmitání s tlumičem $n_{\text{rez2tl}}$ ( $\text{min}^{-1}$ )
0,5	19 178	12 704	51 710	21 885
1	9 590	6 352	25 855	10 943
1,5	6 393	4 235	17 237	7 295
2	4 795	3 176	12 927	5 471
<b>2,5</b>	3 835	2 541	10 342	4 377
3	3 196	2 117	8 618	3 648
3,5	2 740	1 815	7 387	3 126
4	2 397	1 588	6 464	2 736
4,5	2 131	1 412	5 746	2 432
<b>5</b>	<b>1 918</b>	<b>1 270</b>	5 171	<b>2 189</b>
5,5	1 743	1 155	4 701	1 990
6	1 598	1 059	4 309	1 824
6,5	1 475	977	3 978	1 683
7	1 370	907	3 694	1 563
<b>7,5</b>	<b>1 279</b>	<b>846</b>	3 447	<b>1 459</b>
8	1 199	794	3 232	1 368
8,5	1 128	747	3 042	1 287
9	1 065	706	2 873	1 216
9,5	1 009	669	2 722	1 152
<b>10</b>	<b>959</b>	<b>635</b>	2 585	<b>1 094</b>
10,5	913		2 462	
11	872		2 350	
11,5	833		2 248	
12	799		2 155	

Aplikací tlumiče 1. i 2. kritické otáčky poklesly a vlivem přiblížení vlastních frekvencí již do provozních otáček výrazně zasahují i kritické otáčky dvojuzlového kmitání. První z hlavních řádů, 5. řád dvojuzlového kmitání rezonuje na horní hranici provozních otáček, důležitým se tedy stává 7,5. řád, jehož rezonance může být výrazná.

### 9.3 VYDATNOST REZONANCÍ SOUSTAVY S TLUMIČEM

Změna ve výpočtu se projeví rozdílnými poměrnými amplitudami výchylek. Do výpočtu vstupují pouze poměrné amplitudy náležící kotoučům, které zastupují zalomení hřídele, je tedy nutné upravit rovnici pro výpočet.



Obrázek 68 Porovnání vydatnosti rezonancí tlumené a netlumené soustavy

Vlivem tlumiče byla snížena vydatnost rezonancí 1. vlastní frekvence a to v celém spektru harmonických řádů. Rezonance 2. vlastní frekvence mají naopak výrazně vydatnější hlavní řády, okolní řády jsou potlačeny obdobně jako u 1. vlastní frekvence. Snížení vydatnosti rezonance 2. vlastní frekvence by bylo nejspíše možné dosáhnout vhodným naladěním tlumiče.

### 9.4 TORZNÍ VÝCHYLKY V REZONANCI S TLUMIČEM

Vztah pro určení torzních výchylek je odlišný, je zde připočten vliv tlumiče a výsledný vztah je definován [4]:

$$\phi_{t1_i} = \frac{M_{h_{i+1}} \varepsilon_{t1_i}}{\Omega_{t1} \left[ \xi \left( \sum_{k=1}^5 a_{1_k} \right)^2 + \xi_{t1} \Delta a_{t1}^2 \right]}, \quad i = 1, 2, \dots, 19; \quad k = 1, 2, \dots, 5 \quad (68)$$

kde  $\varepsilon_{t1_i}$  je vydatnost rezonance tlumené soustavy příslušného řádu,

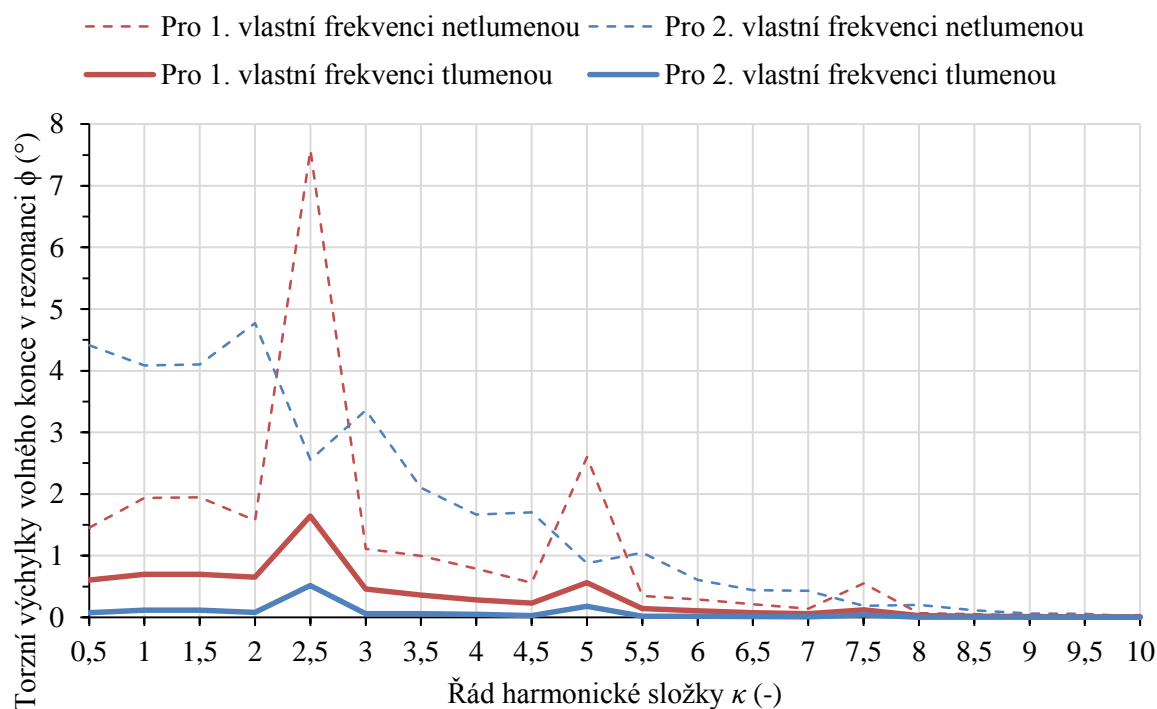
$\Omega_{t1}$  je 1. vlastní frekvence tlumené soustavy,

$\Delta a_{t1}$  je poměrná amplituda tlumiče:

$$\Delta a_{t1} = 1 - a_{t1}, \quad (69)$$

kde  $a_{t1}$  je poměrná amplituda řemenice.

Obdobně jsou vypočteny torzní výchylky pro 2. vlastní frekvenci.

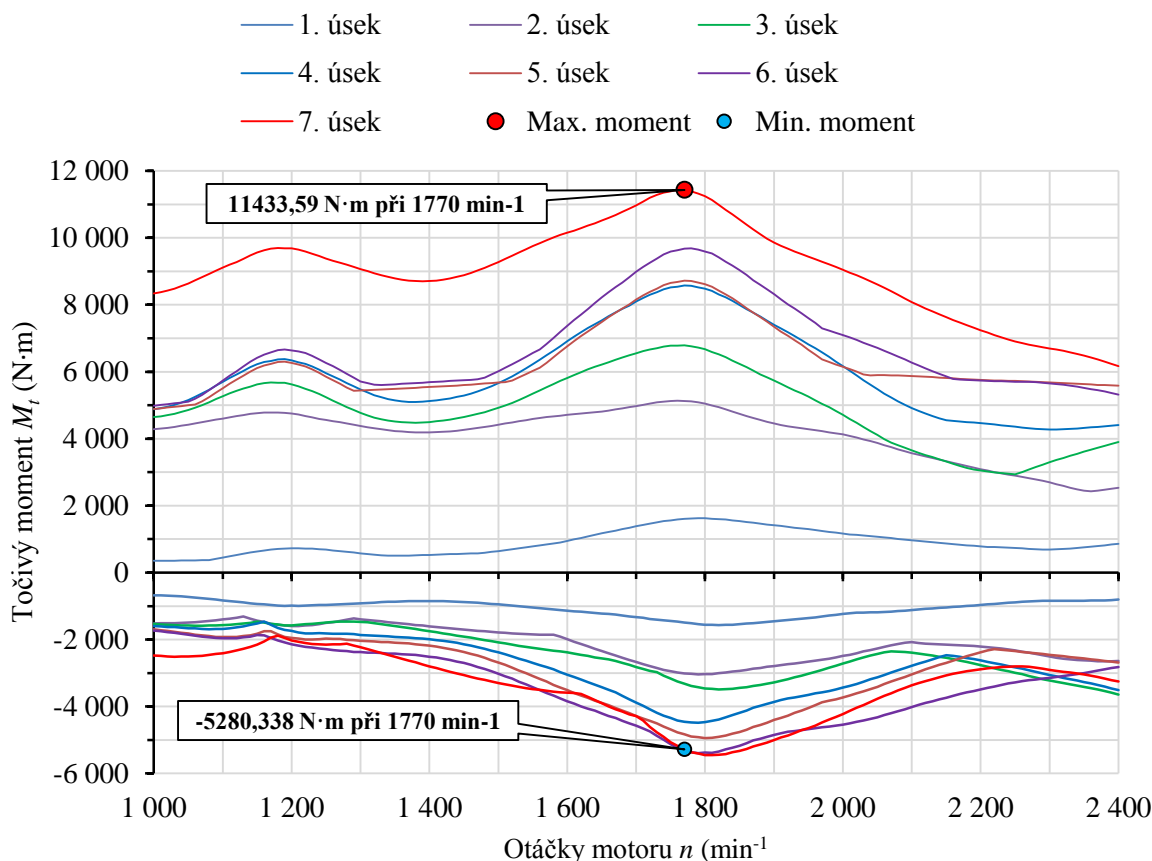


Obrázek 69 Porovnání torzních výchylek v rezonanci pro tlumenou a netlumenou soustavu

Torzní výchylky po aplikaci tlumiče jsou velmi malé a to platí i pro 7,5. řád pro 2. vlastní frekvenci, který se mohl zdát nebezpečným, jelikož je hlavní a nachází se v provozních otáčkách motoru. Torzní výchylky jsou tedy tlumičem výrazně sníženy, což odpovídá původnímu požadavku na torzní tlumič.

## 9.5 VÝPOČET TORZNÍHO MOMENTU S TLUMIČEM

Výpočet na bázi syntézy odezev systému na buzení točivým momentem je analogický k výpočtu bez tlumiče.



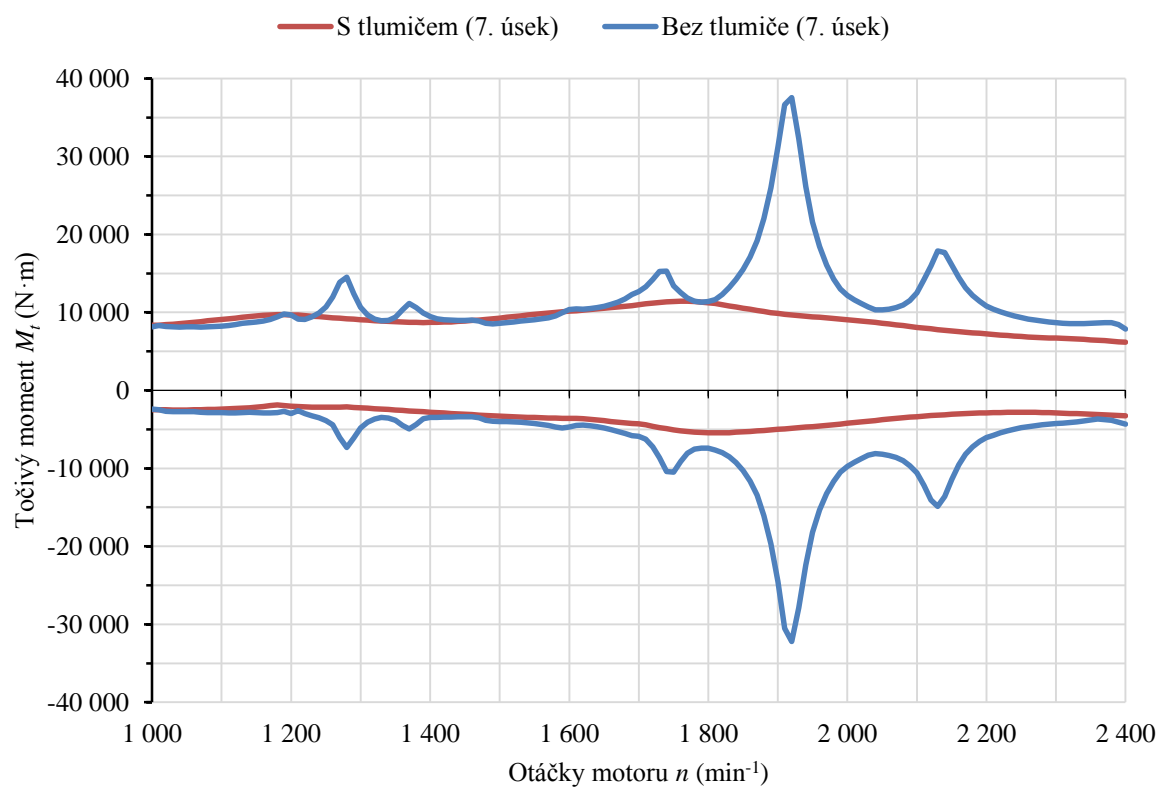
Obrázek 70 Torzní momenty působící na částech klikového hřídele s torzním tlumičem

Při pohledu na obrázek 70 a 71 lze konstatovat, že torzní moment byl významně snížen a **úkol tlumiče torzních kmitů v této práci byl splněn**. Při dalším pohledu na obrázek 71 je patrný účinek tlumiče v útlumu rezonancí a mírné posunutí maxima torzního momentu.

Tabulka 19 Porovnání extrémních torzních momentů na hřídeli s tlumičem a bez

Parametr	Bez tlumiče	S tlumičem
Maximum torzního momentu (N·m) při otáčkách motoru (min <sup>-1</sup> )	37 561 při 1 920	11 433 při 1 770
Minimum torzního momentu (N·m) při otáčkách motoru (min <sup>-1</sup> )	-32 212 při 1 920	-5 280 při 1 770
Místo minima torzního momentu	7. úsek	7. úsek
Místo maxima torzního momentu	7. úsek	7. úsek





Obrázek 71 Porovnání torzních momentů na hřídeli s tlumičem a bez

## 10 VÝPOČET ÚNAVOVÉ PEVNOSTI POMOCÍ MKP S POUŽITÍM TORZNÍHO TLUMIČE

Výpočtový přístup, provedení výpočtové sítě i konfigurace výpočtu je stejná jako v případě bez torzního tlumiče, rozdílné jsou pouze maximální hodnoty torzního momentu, které jsou účinkem tlumiče sníženy. Přímé porovnání torzních momentů jsou uvedeny v Tabulka 19 na straně 83 této práce.

Tabulka 20 Definice zátěžných stavů výpočtového přístupu LSA pro variantu s tlumičem

	Způsob zatížení	Hodnota	Jednotka
Zátěžný stav A	Maximální síla od tlaku plynů	130 577	N
	Maximální kladný torzní moment	11 433	N·m
Zátěžný stav B	Maximální záporný torzní moment	-5 280	N·m

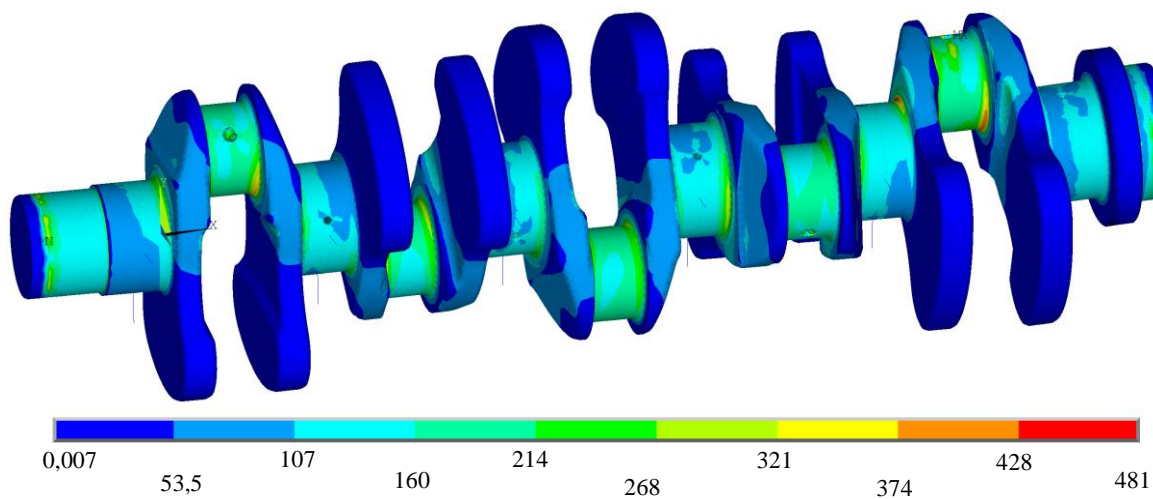
### 10.1 VÝSLEDKY SIMULACE S TORZNÍM TLUMIČEM

V následující tabulce jsou hodnoty maximální napětí von Mises a lze tedy konstatovat, že toto napětí bylo torzním tlumičem výrazně sníženo a lze přistoupit k ověření bezpečnosti vůči únavovému poškození hřídele.

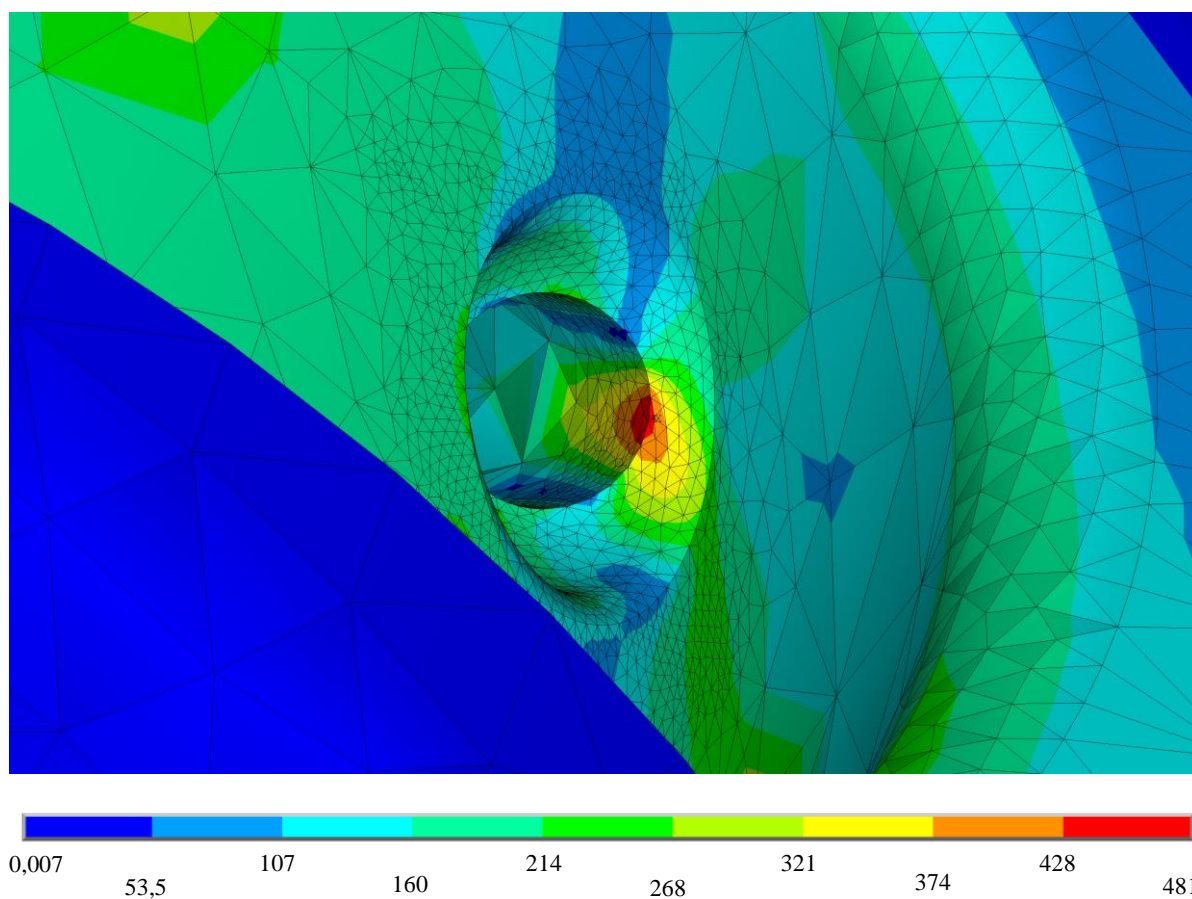
Maximum napětí von Mises nastalo ve stejném uzlu výpočtové sítě jako v případě bez torzního tlumiče, jelikož byla pouze změněna hodnota zátěžného torzního momentu.

Tabulka 21 Porovnání hodnot napětí von Mises s torzním tlumičem a bez

	Bez torzního tlumiče	S torzním tlumičem	
	Maximální uzlové napětí von Mises (MPa)		Mez kluzu oceli 42CrMo4 (MPa)
Zátěžný stav A	1 467	476	900
Zátěžný stav B	750	205	



Obrázek 72 Rozložení napětí von Mises pro zátěžný stav A v (MPa) s torzním tlumičem



Obrázek 73 Detail maxima napětí von Mises pro zátěžný stav A v (MPa) s torzním tlumičem

## 10.2 KONTROLA ÚNAVOVÉ PEVNOSTI HŘÍDELE S TORZNÍM TLUMIČEM

Výpočet únavové pevnosti je dán výpočtovým přístupem LSA, využívá hodnot napětí z MKP simulace a je doplněn řadou analytických vztahů. Výstupem výpočtu je koeficient bezpečnosti vůči únavovému poškození, jehož hodnota musí být vyšší než 1.

Napětí z analýzy v MKP softwaru využita k dalším výpočtům jsou v následující tabulce.

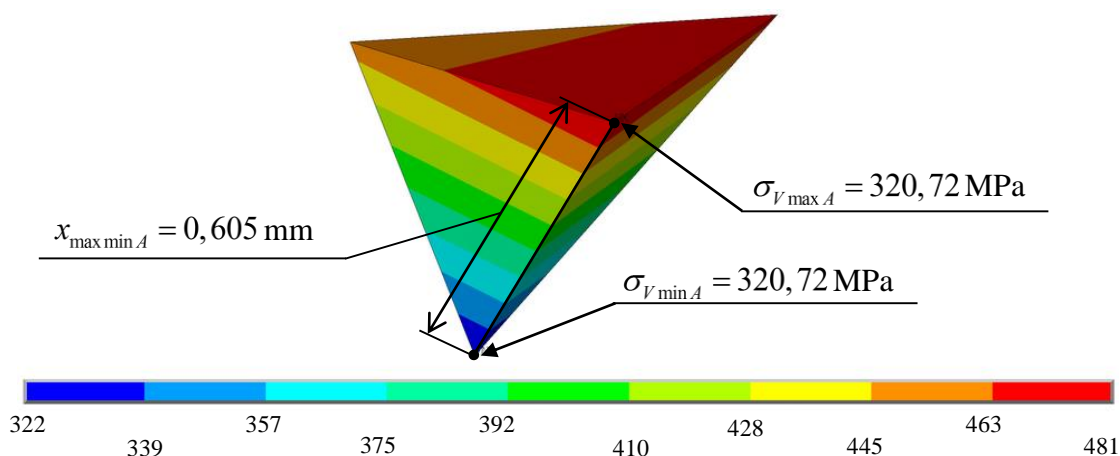
Tabulka 22 Uzlové hodnoty napětí odečtené z MKP analýzy

Parametr	Značka	Hodnota (MPa)
Maximální napětí von Mises v zátěžném stavu A	$\sigma_{V \max A}$	476,6
Minimální napětí von Mises na vybraném prvku sítě, který obsahuje uzel s $\sigma_{V \max A}$ v zátěžném stavu A	$\sigma_{V \min A}$	320,72
1. hlavní napětí v uzlu maximálního napětí von Mises v zátěžném stavu A	$\sigma_{1A}$	2,9996
Maximální napětí von Mises v zátěžném stavu B	$\sigma_{V \max B}$	204,51
1. hlavní napětí v uzlu maximálního napětí von Mises v zátěžném stavu A	$\sigma_{1B}$	206,07

Nejdříve byl určen **poměrný gradient napětí**, který zohledňuje skutečnost, že v místě koncentrace napětí narůstá mez únavy součásti, a lze jej určit dle vztahu [14]:

$$\chi_R = \frac{1}{\sigma_{V \max A}} \left( \frac{\sigma_{V \max A} - \sigma_{V \min A}}{x_{\min \max A}} \right), \quad (70)$$

kde  $x_{\min \max A} = 0,605$  mm je vzdálenost uzlů s maximálním a minimálním napětím von Mises na vybraném prvku sítě v zátěžném stavu A. Tato vzdálenost spolu s napětími je ilustrována na dalším obrázku.



Obrázek 74 Prvek výpočtové sítě s maximálním uzlovým napětím von Mises v zátěžném stavu A vybraný pro výpočet únavové bezpečnosti, hodnoty v (MPa)

Poměrný gradient napětí konkrétně udává o jakou část maximálního napětí  $\sigma_{V_{\max A}}$  klesá hodnota napětí podél „cesty“ z maxima do minima napětí na prvku sítě na 1 milimetru délky.

**Korekční součinitel** meze únavy vyjadřuje vliv odlišnosti poměrného gradientu napětí uvažovaného prvku sítě od poměrného gradientu zkušební vzorku. Zkušební vzorek v podobě hladké tyčky o průměru  $d_{\text{vzorek}} = 7,5$  mm má při střídavém symetrickém ohybu poměrný gradient  $\chi_{\text{vzorek}} = 2/d_{\text{vzorek}}$ . Korekční součinitel lze určit dle vztahu [14]:

$$f_G = 1 + \frac{\frac{\sigma_{cOHYB}}{2} - 1}{\frac{\sigma_{cTAH/TLAK}}{2}} \chi_R \quad (71)$$

a nabývá hodnot  $> 1$ , tedy zvyšuje výslednou únavovou bezpečnost.

**Vztahu pro poměr  $\beta_\sigma/\alpha_\sigma$**  uvedeného v [14] lze využít k započtení lokálního zvýšení napětí v okolí vrubu – tj. součinitel tvaru  $\alpha_\sigma$  a snížení meze únavy vlivem vrubu – tj. vrubový součinitel  $\beta_\sigma$ . Jelikož v MKP výpočtu nejsou známa nominální napětí potřebná pro analytický výpočet  $\alpha$ , je použito právě tohoto poměru [14]:

$$\frac{\beta}{\alpha} = 1 + \sqrt{\chi_R} 10^{-\left(0,35 \frac{R_e}{810}\right)} \quad (72)$$

Pro vypočtení **koefficientu únavové bezpečnosti** tříosé napjatosti lze použít obecný vztah [14]:

$$k_u = \frac{\sigma_c^*}{\sigma_e} \quad (73)$$

kde  $\sigma_c^*$  je mez únavy součásti s vrubem a  $\sigma_e$  je ekvivalentní napětí odpovídající trojosé napjatosti dle některé definice. Pro účely této práce byla zvolena definice **ekvivalentního napětí jako napětí von Mises se znaménkem maximálního hlavního napětí**. Tato definice zajišťuje téměř vždy konzervativní výsledky a je vhodná pro tažné materiály, čímž zvolená ocel hřídele je. Toto napětí se obecně vypočte dle vztahu [14]:

$$\sigma_e = \text{sign}(\max(|\sigma_1|, |\sigma_3|)) \sigma_{vM} \quad (74)$$

kde  $\sigma_1$  a  $\sigma_3$  jsou 1. a 3. hlavní napětí a  $\sigma_{vM}$  je napětí maximálního napětí von Mises.

Jako únavové kritérium vysokocyklové únavy bylo použito **Goodmanovo kritérium**, které je definováno [14]:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_c^*} + \frac{\sigma_m}{R_m} = \frac{1}{k} \quad (75)$$

kde  $\sigma_a$  je amplituda napětí a  $\sigma_m$  je střední napětí.

Pro další výpočet byly stanoveny **maximální a minimální ekvivalentní napětí** [14]:

$$\sigma_{e\max} = \text{sign}(\sigma_{1A}) \sigma_{V\max A}, \quad (76)$$

$$\sigma_{e\min} = \text{sign}(\sigma_{1B}) \sigma_{V\max B} \quad (77)$$

a hodnoty **amplitudy ekvivalentního napětí a střední ekvivalentní napětí** [14]:

$$\sigma_{ea} = \frac{\sigma_{e\max} - \sigma_{e\min}}{2}, \quad (78)$$

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{e\max} + \sigma_{e\min}}{2}. \quad (79)$$

Přibližný **součinitel vlivu velikosti** součásti na mez únavy je [14]:

$$\eta_{\sigma} = 1,189 D_0^{-0,097} \quad (80)$$

a součinitel 0,999% **pravděpodobnosti přežití** součásti:  $\nu_{\sigma} = 0,753$ .

Výsledný koeficient bezpečnosti vůči únavovému poškození s aplikací Goodmanova únavového kritéria a ekvivalentních napětí von Mises je [14]:

$$k_u = \frac{1}{\frac{\beta}{\alpha} \frac{\sigma_{ea}}{\sigma_c \eta_{\sigma} \nu_{\sigma} f_G} + \frac{\sigma_{em}}{R_m}}, \quad (81)$$

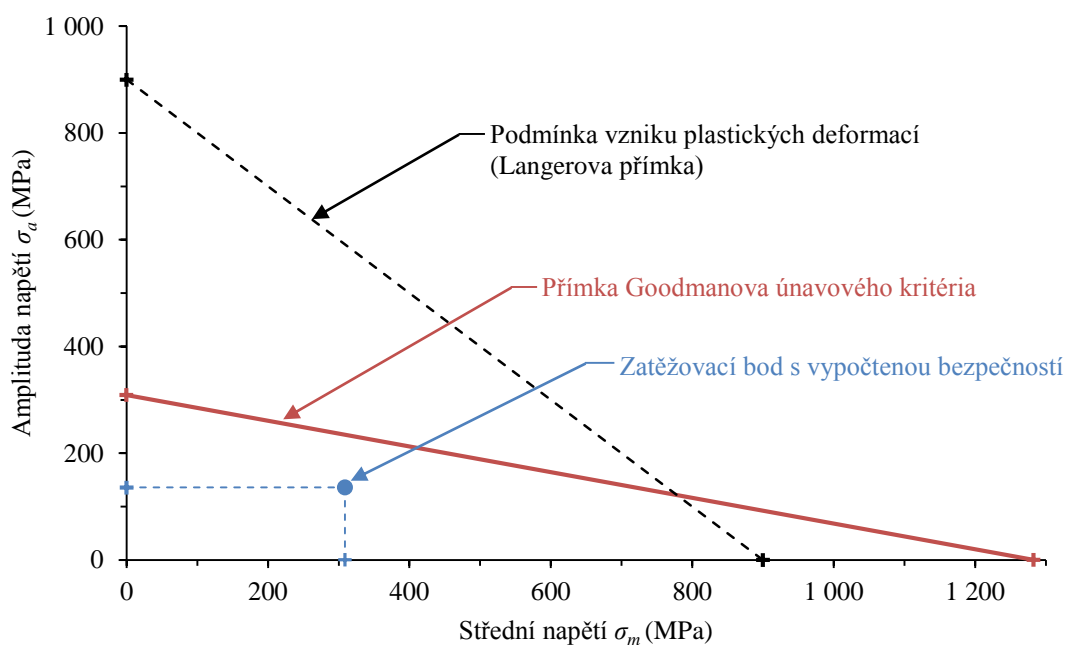
v případě povrchově kalených zaoblení přechodů ojnicích čepů do ramen [14]:

$$k_{ukaleno} \cong 1,3 k_u. \quad (82)$$

Konkrétní hodnota koeficientů bezpečnosti hřídele s torzním tlumičem je  **$k_u = 1,461$**  a  **$k_{ukaleno} = 1,93$**  pro otáčky motoru  $1\,770\text{ min}^{-1}$ , pro které byl nejvyšší torzní moment. Tyto hodnoty bezpečnosti jsou větší než 1 a tedy dostatečné, lze tedy konstatovat, že návrh je z hlediska únavového namáhání **vyhovující**. Hodnoty veličin k výpočtu bezpečnosti jsou uvedeny v tabulce na další straně.

Tabulka 23 Hodnoty veličin použitých k výpočtu únavové bezpečnosti

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
Maximální napětí von Mises v zátěžném stavu A	$\sigma_{V \max A}$	476,6	MPa
Vzdálenost mezi uzly max. a min. napětí na jednom prvku	$x_{\max \min A}$	0,605	mm
Poměrný gradient napětí	$\chi_R$	0,54	mm <sup>-1</sup>
Korekční součinitel meze únavy	$f_G$	1,123	-
Poměr $\beta/\alpha$	$\beta/\alpha$	1,025	-
Amplituda ekvivalentního napětí	$\sigma_{ea}$	136	MPa
Střední ekvivalentní napětí	$\sigma_{em}$	340,56	MPa
Vliv velikosti součásti na mez únavy	$\eta_\sigma$	0,775	-
Koeficient bezpečnosti vůči únavovému poškození	$k_u$	<b>1,461</b>	-
Koeficient bezpečnosti vůči únavovému poškození s kalenými rádiusy	$k_{ukaleno}$	<b>1,93</b>	-



Obrázek 75 Znáznornění únavového zatěžování ve zjednodušeném Haighově diagramu

## ZÁVĚR

V této diplomové práci byl navržen klikový hřídel pětiválcového motoru po užitková vozidla. Na základě předložených parametrů (průběh indikovaného tlaku ve válci, rozteč válců, apod.), které respektují zařazení řešeného motoru do unifikované řady motorů, byla nejdříve navržena konfigurace klikového hřídele. Konkrétně pak konfigurace s pořadím zážehů 1-2-4-5-3, která vede k menším momentům setrvačných sil. Pro tuto konfiguraci byl navržen způsob vyvážení klikového mechanismu. Vybrané vyvážení vývažky na každém rameni s kombinací částečného vyvážení momentů setrvačných sil na koncích klikového hřídele přináší nižší zatížení a opotřebení hlavních ložisek a výrobní jednoduchost vzhledem k absenci vyvažovací jednotky.

Déle byly vypočteny účinky torzního kmitání klikového hřídele, které může být (a v minulosti bylo) důvodem únavových lomů hřídelů. Tyto účinky jsou započteny ve formě přídatného točivého momentu, který namáhá klikový hřídel, tzv. torzního momentu.

Životnost klikového hřídele byla ověřena simulací s využitím MKP v softwaru Ansys 14.0 a následným využitím zjištěných hodnot v analytických výpočtech. K tomuto účelu bylo využito výpočtového přístupu LSA (Local Stress Analysis), který využívá statické MKP analýzy ve dvou zátěžných stavech (nejmenší a největší deformace) a potřebné hodnoty dosazuje do analytických vztahů pro výpočet koeficientu bezpečnosti vůči únavovému poškození. Je využito teorie vysokocyklové únavy s použitím Goodmanova únavového kritéria a ekvivalentních napětí von Mises.

Vzhledem k poměrně dlouhému hřídeli a vysokým indikovaným tlakům vznikl extrémně vysoký torzní moment přes 37 000 N·m, který vyústil v napětí von Mises přes 1 400 MPa. Toto napětí vysoce přesahuje mez kluzu (900 MPa) materiálu, bylo tedy nutné namáhání snížit. Toho lze nejsnáze dosáhnout osazením tlumiče torzních kmitů, který mění část energie kmitů na teplo a tím snižuje torzní moment, potažmo působící napětí. Maximální napětí von Mises s navrženým torzním tlumičem je okolo 470 MPa, vyhovuje tedy s hlediska bezpečnosti k meznímu stavu pružnosti a s únavovým koeficientem  $k_u = 1,461$  také z hlediska únavového.

Pro výpočet torzního kmitání byl použit tradiční přístup spočívající v analytickém sestavení náhradního torzního modelu. Tento přístup je znám již desítky let a jeho nevýhodou se může zdát zejména určitá složitost při změnách vstupů do výpočtu na základě výstupů, obecně lze říci malá flexibilita návrhu. Pro tento účel se nabízí využití softwaru, který by měl zvýšit flexibilitu návrhu v případě optimalizace parametrů torzního modelu, např. autorem nalezený ShaftDesigner společnosti SKF. Tento software bohužel není dostupný ve studentské verzi, tudíž jeho vhodnost pro daný problém nebyla ověřena.

Výpočtový přístup LSA ve většině případů přináší konzervativní výsledky, což je v rámci diplomové práce vhodné, reálně však může vést k předimenzovanému návrhu. Ve výpočtu navíc není zahrnuto ohybové kmitání, které sice většinou není výrazné jako kmitání ohybové, nicméně, zcela jistě ovlivňuje namáhání hřídele. Jako rozšíření práce by tedy bylo vhodné zahrnout do výpočtu ohybové kmitání a využít přesnějšího výpočtového přístupu, např. s využitím MKP a MBS softwaru jak je uvedeno v [14]. Takový výpočtový přístup přináší lokální hodnoty únavové bezpečnosti na celém hřídeli, a to v daných „okamžicích“ (např. po jednom stupni natočení klikového hřídele) během jednoho cyklu motoru. Po započtení vlivu vlastností mazací vrstvy oleje v ložiskách (EHD model), kmitání hřídele a dalších významných vlivů lze tento přístup využít i např. pro topologickou optimalizaci hřídele, a to např. čistě z hlediska hmotnosti, či z hlediska usnadnění technologie výroby.



## 11 POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] FABÍK, R. *Tváření kovů: učební text* [online]. Ostrava: VŠB TUO, 2012 [cit. 2017-04-05]. Dostupné z: <http://www.person.vsb.cz/archivcd/FMMI/TVKB/Tvareni%20kovu.pdf>
- [2] MOLLENHAUER, Klaus. a Helmut. TSCHOKE. *Handbook of diesel engines* [online]. New York: Springer, 2010 [cit. 2017-04-05]. ISBN 35-408-9082-3.
- [3] RAUSCHER, J. *Vozidlové motory: studijní opory* [online]. Brno: VUT FSI, b.r. [cit. 2017-04-05]. Dostupné z: <http://www.iae.fme.vutbr.cz/userfiles/ramik/files/Vozidlove%20motory.pdf>
- [4] *Naftové motory čtyřdobé*. 2. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1962-1964. Řada strojírenské literatury.
- [5] VAN BASSHUYSEN, Richard a Fred SCHÄFER. *Internal combustion engine handbook: basics, components, systems, and perspectives* [online]. Warrendale, Pa.: SAE International, 2004 [cit. 2017-04-05]. ISBN 978-0768011395.
- [6] MENK, Werner, Leopold KNI EWALLNER a Sabine PRUKNER. Cast crankshafts as an alternative to forged crankshafts. *MTZ worldwide* [online]. 2007, **68**(5), 23-24 [cit. 2017-04-05]. DOI: 10.1007/BF03226828. ISSN 2192-9114. Dostupné z: <http://link.springer.com/10.1007/BF03226828>
- [7] STACHOVEC, I. *Výroba ADI litin*. Brno, 2008. Bakalářská práce. VUT FSI.
- [8] KOVAŘÍK, L., V. FERENCEY, R. SKALSKÝ a L. ČÁSTEK. *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. 1. vyd. Praha: Naše vojsko, 1992. Učební texty vysokých škol.
- [9] PÍŠTĚK, V. a L. DRÁPAL. *(Elektronické verze přednášek) Hnací ústrojí*. Brno: ÚADI FSI VUT v Brně, 2012.
- [10] *Four Cylinder Eengine Crankshaft Design Optimalization for Cost Reduction: MAHINDRA CIE AUTOMOTIVE LTD* [online]. b.r. [cit. 2017-04-15]. Dostupné z: <http://www.ricardo.com/Documents/Downloads/Software%20Flyers/Conference%20Info/IUC%202015/05%20-%20Mahindra%20CIE%20-%20Crankshaft%20Design%20and%20Optimisation.pdf>
- [11] MILÁČEK, Stanislav. *Modální analýza mechanických kmitů*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2001. ISBN 80-010-2333-8.
- [12] HE, Jimin. a Zhi-Fang. FU. *Modal analysis*. Boston: Butterworth-Heinemann, 2001. ISBN 07-506-5079-6.

- [13] PÍŠTĚK, V. a J. ŠTĚTINA. *Pevnost a životnost*. 1. Brno: VUT Brno, 1993.
- [14] NOVOTNÝ, P. *Aplikované metody řešení únavového poškození – 1. část (Elektronická verze přednášky z předmětu Počítačové simulace v automobilovém průmyslu II.)*. Brno, 2015.
- [15] *Strengthsalchemy* [online]. b.r. [cit. 2017-04-03]. Dostupné z: <http://www.strengthsalchemy.com/wp-content/uploads/2015/01/car-pistons.jpg>
- [16] Cast vs forged crankshaft. *Fly Forge* [online]. Ningbo: Drop Forging, 2001 [cit. 2017-04-05]. Dostupné z: <http://www.dropforging.net/cast-vs-forged-crankshaft.html>
- [17] Geislinger VDAMP. *Geislinger: Leaders in Engineering* [online]. Geislinger GmbH., 2015 [cit. 2017-04-05]. Dostupné z: [http://www.geislinger.com/assets/geislinger.at/downloads/Vdamp\\_1.4.pdf](http://www.geislinger.com/assets/geislinger.at/downloads/Vdamp_1.4.pdf)
- [18] New forging process reduces proportion of burrs from 54 to 7 per cent. *BINE Information Service* [online]. Hannover: Institut für Integrierte Produktion Hannover, 2015 [cit. 2017-04-15]. Dostupné z: <http://www.bine.info/en/topics/news/neues-schmiedeverfahren-senkt-gratanteil-von-54-auf-7-prozent/>
- [19] *Informácie pre užívateľov SW ANSYS Academic Teaching na STU Bratislava* [online]. b.r. [cit. 2017-04-17]. Dostupné z: <http://www.ansys.stuba.sk/>

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$m_{zal}^{red}$	[kg]	Redukovaná hmotnost zalomení
$M_t^p$	[N·m]	Točivý moment od tlaku plynů
$M_t^s$	[N·m]	Točivý moment od setrvačných sil posuvných částí
$M_r^i$	[N·m]	Moment setrvačných sil rotujících částí i-tého válce
$M_{sl}^i$	[N·m]	Moment setrvačných sil posuvných částí I. řádu i-tého válce
$M_I^{max}$	[N·m]	Maximální nevyvážený moment setrvačných sil posuvných částí I. řádu
$M_{II}^i$	[N·m]	Moment setrvačných sil posuvných částí II. řádu i-tého válce
$J_{red}^{zal}$	[kg·m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti náhradního kotouče pro zalomení
$\sigma_{Vmax A}$	[MPa]	Maximální napětí von Mises v zátěžném stavu A
$\sigma_{Vmin A}$	[MPa]	Minimální napětí von Mises na vybraném prvku sítě, který obsahuje uzel s $\sigma_{Vmax A}$ v zátěžném stavu A
$\sigma_{1A}$	[MPa]	1. hlavní napětí v uzlu maximálního napětí von Mises v zátěžném stavu A
$\sigma_{Vmax B}$	[MPa]	Maximální napětí von Mises v zátěžném stavu B
$\sigma_{1B}$	[MPa]	1. hlavní napětí v uzlu maximálního napětí von Mises v zátěžném stavu A
$\chi_R$	[mm <sup>-1</sup> ]	Poměrný gradient napětí
$x_{min max A}$	[mm]	Vzdálenost uzlů s maximálním a minimálním napětím von Mises na vybraném prvku sítě v zátěžném stavu A
$d_{vzorek}$	[mm]	Průměr zkušebního vzorku pro mez únavy
$\chi_{vzorek}$	[mm <sup>-1</sup> ]	Poměrný gradient napětí zkušebního vzorku
$f_G$	[-]	Korekční součinitel meze únavy
$\alpha_\sigma$	[-]	Součinitel tvaru
$\beta_\sigma$	[-]	Součinitel vrubu
$k_u$	[-]	Koeficient únavové bezpečnosti
$\sigma_c^*$	[MPa]	Mez únavy součásti s vrubem
$\sigma_e$	[MPa]	Ekvivalentní napětí
$\sigma_1$	[MPa]	1. hlavní napětí
$\sigma_3$	[MPa]	3. hlavní napětí
$\sigma_{vM}$	[MPa]	Maximální napětí von Mises
$\sigma_a$	[MPa]	Amplituda napětí
$\sigma_m$	[MPa]	Střední napětí

$\sigma_{e\max}$	[MPa]	Maximální ekvivalentní napětí
$\sigma_{e\min}$	[MPa]	Minimální ekvivalentní napětí
$\sigma_{ea}$	[MPa]	Amplituda ekvivalentního napětí
$\sigma_{em}$	[MPa]	Střední ekvivalentní napětí
$\eta_\sigma$	[-]	Součinitel vlivu velikosti
$\nu_\sigma$	[-]	Součinitel pravděpodobnosti přežití
$k_{ukaleno}$	[-]	Koeficient únavové bezpečnosti pro kalené rádiusy ojnicních čepů
$a$	[mm]	Rozteč válců
<b>a</b>	[m]	Vektor amplitud
<b>A</b>	[-]	Čtvercová matice
$a_i$	[-]	Poměrná amplituda
$a_p$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Zrychlení pístu
$a_{pI}$	[m·s <sup>-2</sup> ]	I. harmonická složka zrychlení pístu
$a_{pII}$	[m·s <sup>-2</sup> ]	II. harmonická složka zrychlení pístu
$a_{tI}$	[-]	Poměrná amplituda tlumiče
$b_v$	[mm]	Šířka vývažku v ose hlavního čepu
$C$	[N·m·rad <sup>-1</sup> ]	Tuhost úseku prizmatického hřídele
<b>C</b>	[N·m <sup>-1</sup> ]	Matice tuhosti
$c_h$	[mm]	Ložisková vůle v hlavním ložisku
$c_{tl}$	[N·m·rad <sup>-1</sup> ]	Tuhost tlumiče
$D$	[mm]	Vrtání válce
$d_{11}$	[mm]	Průměr 1. osazení volného konce zleva
$d_{12}$	[mm]	Průměr 2. osazení volného konce zleva
$D_h$	[mm]	Průměr hlavního čepu
$D_o$	[mm]	Průměr ojnicního čepu
$D_{red}$	[mm]	Redukovaný průměr
$E$	[GPa]	Modul pružnosti oceli v tahu
$F$	[N]	Okamžitá síla
$F_o$	[N]	Výsledná síla v ojnici
$F_{or}$	[N]	Radiální složka síly v ojnici
$F_p$	[N]	Výsledná síla v ose válce
$F_{pmax}$	[N]	Maximální síla od tlaku plynů
$F_r$	[N]	Setrvačná síla rotujících částí

$F_s$	[N]	Setrvačná síla posuvných částí
$F_{sI}$	[N]	I. harmonická setrvačné síly posuvných částí
$F_{sII}$	[N]	II. harmonická setrvačné síly posuvných částí
$F_t$	[N]	Tečná složka síla v ojnici
$G$	[GPa]	Modul pružnosti oceli ve smyku
$h$	[mm]	Tloušťka vývažku
$\mathbf{I}$	[-]	Jednotková matice
$i_k$	[-]	Počet hmotných kotoučů torzního modelu hřídele
$I_p$	[mm <sup>4</sup> ]	Polární moment průřezu v krutu
$i_v$	[-]	Počet válců
$J$	[kg·m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti náhradního kotouče
$j$	[-]	Imaginární jednotka
$J'_0$	[kg·m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti upravené řemenice
$J_{0tl}$	[kg·m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti upraveného kotouče v místě řemenice
$J_1$	[kg·m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti náhradního kotouče 1. zalomení
$J_2$	[kg·m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti náhradního kotouče 2. zalomení
$J_3$	[kg·m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti náhradního kotouče 3. zalomení
$J_4$	[kg·m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti náhradního kotouče 4. zalomení
$J_5$	[kg·m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti náhradního kotouče 5. zalomení
$J_6$	[kg·m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti náhradního kotouče části s ozubeným kolem
$J_7$	[kg·m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti náhradního kotouče náhonového konce
$J_{ef}$	[kg·m <sup>2</sup> ]	Efektivní moment setrvačnosti
$J_{tl}$	[kg·m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti seismické hmoty tlumiče
$J_z$	[kg·m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti daného zalomení nebo části hřídele
$\mathbf{K}$	[kg·s <sup>-1</sup> ]	Matice tlumení
$k_h$	[N·m <sup>-1</sup> ]	Tuhost olejové vrstvy
$K_I$	[-]	Koeficient setrvačných sil I. řádu
$K_{II}$	[-]	Koeficient setrvačných sil II. řádu
$l_{11}$	[mm]	Vzdálenost těžiště řemenice k hraně 1. osazení volného konce
$l_{12}$	[mm]	Vzdálenost od hrany osazení do půlky levého hlavního čepu
$l_h$	[mm]	Délka hlavního čepu
$l_{hk}$	[mm]	Délka krajních hlavních čepů
$l_o$	[mm]	Délka ojnicního čepu

$l_{oj}$	[mm]	Délka ojnice
$l_{red}$	[mm]	Redukovaná délka příslušné části hřídele
<b>M</b>	[kg]	Matice hmotností
$m_1$	[kg]	Hmotnost posuvné části ojnice
$m_2$	[kg]	Hmotnost rotujících částí ojnice
$M_I$	[N·m]	Nevyvážený moment setrvačných sil posuvných částí I. řádu
$M_{kl}$	[N·m]	Celkový klopný moment
$m_p$	[kg]	Hmotnost posuvných částí
$m_{pred}$	[kg]	Redukovaná hmotnost posuvných částí jednoho zalomení
$m_{psk}$	[kg]	Hmotnost písní skupiny
$M_r$	[N·m]	Výsledný moment setrvačných sil rotujících částí
$m_r$	[kg]	Hmotnost rotujících částí jednoho válce
$m_{rred}$	[kg]	Redukovaná hmotnost rotujících částí jednoho zalomení
$M_t$	[N·m]	Výsledný točivý moment na hlavním čepu
$M_{ti}$	[N·m]	Budící moment v i-tém stupni natočení klikového hřídele
$M_{tk}$	[N·m]	Amplituda složky budícího momentu
$m_v$	[kg]	Hmotnost vývažku setrvačných sil posuvných částí I. řádu
$M_{vI}$	[N·m]	Moment vývažku setrvačných sil posuvných částí I. řádu
$n$	[-]	Počet vzorků v periodě budícího momentu
$N_1$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčková frekvence 1. vlastního kmitání
$N_2$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčková frekvence 2. vlastního kmitání
$n_n$	[min <sup>-1</sup> ]	Jmenovité otáčky motoru
$N_{pc}$	[N]	Výsledná normálová síla
$n_{rez1}$	[min <sup>-1</sup> ]	Kritické otáčky 1. vlastního kmitání
$n_{rez1tl}$	[min <sup>-1</sup> ]	Kritické otáčky 1. vlastního kmitání s tlumičem
$n_{rez2}$	[min <sup>-1</sup> ]	Kritické otáčky 2. vlastního kmitání
$n_{rez2tl}$	[min <sup>-1</sup> ]	Kritické otáčky 1. vlastního kmitání s tlumičem
$p$	[-]	Počet možných pořadí zážehů
$P'_p$	[N]	Reakce síly od tlaku plynů
$p_0$	[MPa]	Atmosférický tlak
$p_i$	[MPa]	Indikovaný tlak ve válci
$P_p$	[N]	Síla od tlaku plynů
<b>Q</b>	[N]	Matice vnějšího zatížení

$\mathbf{q}$	[m]	Vektor zobecněných souřadnic
$r$	[mm]	Poloměr kliky
$R_e$	[MPa]	Mez kluzu
$R_m$	[MPa]	Mez pevnosti
$r_v$	[mm]	Rameno vývažku setrvačných sil posuvných částí I. řádu
$t$	[s]	Čas
$w$	[-]	Optimální naladění tlumiče
$z$	[mm]	Zdvih pístu
$\alpha$	[°]	Úhel natočení klikového hřídele
$\beta$	[°]	Úhel sklonu ojnice
$\gamma_{tl}$	[-]	Poměrný útlum tlumiče
$\Delta a_{tl}$	[-]	Poměrná amplituda tlumiče
$\Delta M$	[N·m]	Zbytkový zrychlující moment
$\varepsilon_1$	[-]	Vydatnost rezonancí pro 1. vlastní frekvenci a řády $\kappa = 0,5; 3; 5,5; 8$
$\varepsilon_2$	[-]	Vydatnost rezonancí pro 2. vlastní frekvenci
$\varepsilon_{tli}$	[-]	Vydatnost rezonancí pro 1. vlastní frekvenci s tlumičem
$\theta_i$	[°]	Úhlové rozpětí zážehu i-tého válce podle pořadí zážehů
$\kappa$	[-]	Řád harmonické složky
$\kappa_h$	[-]	Hlavní řád harmonické složky
$\lambda$	[-]	Klikový poměr
$\lambda_{vl}$	[rad <sup>2</sup> ·s <sup>-2</sup> ]	Vlastní číslo matice
$\mu$	[-]	Poissonovo číslo
$\mu_t$	[-]	Poměrná velikost tlumiče
$\zeta$	[N·m·s·rad <sup>-1</sup> ]	Velikost tlumících odporů
$\zeta_l$	[-]	Empirický součinitel vyjadřující zkroucení ramen hřídele
$\zeta_{tl}$	[-]	Součinitel tlumení
$\rho$	[kg·m <sup>-3</sup> ]	Hustota oceli
$\sigma_{cOHYB}$	[MPa]	Mez únavy v ohybu
$\sigma_{cTAH/TLAK}$	[MPa]	Mez únavy v tahu/tlaku
$\varphi$	[°]	Úhel rozestupu zážehů čtyřdobého motoru
$\Phi_{li}$	[°]	Torzní výchylky v rezonanci pro 1. vlastní frekvenci
$\Phi_{tli}$	[°]	Torzní výchylky v rezonanci pro 1. vlastní frekvenci s tlumičem
$\omega$	[rad·m <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychlost klikového hřídele



$\Omega$	$[\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}]$	Vlastní úhlová frekvence
$\Omega_1$	$[\text{Hz}]$	Vlastní frekvence 1. vlastního kmitání
$\Omega_2$	$[\text{Hz}]$	Vlastní frekvence 2. vlastního kmitání
$\Omega_{t1}$	$[\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}]$	1. vlastní úhlová frekvence tlumiče

## **SEZNAM PŘÍLOH**

Příloha 1 – Výpočty k diplomové práci

Příloha 2 – Výrobní výkres klikového hřídele